

300 619

15
29



UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE QUIMICA
INCORPORADA A LA U.N.A.M.

“DISEÑO DE PRACTICAS DE LABORATORIO PARA UNA BOMBA DE CALOR MECANICA”

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A :
ADRIANA MUÑOZ HERNANDEZ

DIRECTOR DE TESIS:
M.C. ANTONIO VALIENTE BARDERAS



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

I N D I C E

	<u>Página</u>
NOMENCLATURA	s/p
INDICE DE FIGURAS	i
INTRODUCCION	v
CAPITULO I : FUNDAMENTOS TEORICOS DE LA BOMBA DE CALOR	
1.1.- Definición de termodinámica.	1
1.2.- Breve historia de la termodinámica.	1
1.3.- Algunas definiciones útiles.	16
1.4.- Leyes de la termodinámica.	21
1.5.- Ciclo de Carnot.	28
1.6.- Bomba de calor.	37
1.6.1.- Definición de bomba de calor.	38
1.6.2.- Ecuaciones involucradas.	38
1.6.3.- Desviaciones de la idealidad.	41
1.6.4.- Diferentes tipos de bombas de calor.	47
1.6.5.- Refrigeración.	54
1.6.6.- Aplicaciones prácticas de la bomba de calor.	60
CAPITULO II : DESCRIPCION DE UNA BOMBA DE CALOR MECANICA	
2.1. Aspectos generales.	67
2.1.1.- Compresor.	67
- Compresor reciprocante.	68
- Compresor rotatorio.	86
- Compresor centrífugo.	88
2.1.2.- Condensador.	89
- Enfriados por agua.	89
- Enfriados por aire.	92
- Condensadores evaporativos.	92
2.1.3.- Válvula de expansión.	94
- Tubos capilares.	94
- Válvula de expansión termostática.	95
- Válvula tipo flotador.	97
- Válvula de expansión automática o de presión constante.	98
2.1.4.- Evaporador.	99
- Serpentina de convección natural.	100
- Evaporadores inundados.	100

	<u>Página</u>
- Enfriadores de líquido.	101
- Serpentin de expansión directa.	102
2.1.5. Tubería y accesorios	103
- Tubería.	103
- Accesorios.	106
2.1.6. El ciclo de compresión de vapor.	109
2.1.7. Fallas en el sistema de compresión de vapor.	116
2.2. Descripción de una bomba de calor marca P.A. Kilton Ltd.	122
2.2.1. Generalidades.	122
2.2.2. Medidas y materiales de construcción.	125
2.2.3. Ciclo de funcionamiento.	127
2.2.4. Carga de refrigerante.	130
 CAPITULO III : EXPERIMENTACION Y ANALISIS DE RESULTADOS	
3.1. Aspectos generales.	134
3.1.1. Técnica de Operación.	134
3.2. Experimento 1 : Balances sencillos de materia y energía en una bomba de calor mecánica.	135
3.3. Experimento 2 : Ciclo de Carnot inverso.	144
3.4. Experimento 3 : Bomba de calor mecánica.	149
3.5. Corridas experimentales.	159
3.6. Gráficas.	161
 CAPITULO IV : PRACTICAS PROPUESTAS	
4.1. Aclaraciones.	162
4.2. Manuales de prácticas.	162
- Balances sencillos de materia y energía en una bomba de calor mecánica.	163
- Bomba de calor mecánica.	171
 CAPITULO V : CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
186	
 CAPITULO VI : BIBLIOGRAFIA	
6.1. Citas bibliográficas.	188
6.2. Bibliografía.	189

NOMENCLATURA

Variables

- A : Area de flujo.
% Bc. : Rendimiento de bomba de calor.
C.O.P. : Coeficiente de rendimiento.
 C_p : Capacidad calorífica a presión constante.
 C_v : Capacidad calorífica a volumen constante.
E.Bc. : Efecto de bomba de calor.
E.R. : Efecto refrigerante.
 f_m : Flujo másico.
G : Energía libre de Gibbs ó flujo másico (ec. 3.8.)
 g_c : Aceleración debida a la gravedad (factor de conversión)
H : Entalpía.
m : Masa ó porcentaje de volumen libre.
n : Número de moles.
P : Presión ó potencia.
P.M. : Peso molecular.
Q : Calor.
R : Constante universal de los gases.
% Ref. : Rendimiento de refrigeración.
S : Entropía.
T : Temperatura.
U : Energía interna.
w : Velocidad de flujo.
V : Volumen
 \bar{v} : Volumen específico.
W : Trabajo.
w : Potencia.
 ρ : Densidad.
 η : Eficiencia.

Subíndices

- Letras : a : Adiabática.

amb. : Ambiente
b.c. : Bomba de calor
cond. : Condensación
comp. : Compresión
e : Ebullición
evap. : Evaporación
f : Final o fusión (ec. 1.18)
fus. : Fusión
i : Inicial o ideal
irrev. : Irreversible
l : Libre
m : Máximo
p : Práctico
r : Refrigerador o refrigerante, real
ref. : Refrigeración
rev. : Reversible
s. : Sensible
sum. : Suministrada
T : Total
t : Teórico
vap. : Vaporización
venti. : Ventilador
vi : Volumétrica ideal
vr : Volumétrica real

Números : 0 : Absoluta ó a cero grados Kelvia

Superíndice

0 : Estándar

INDICE DE FIGURAS

Página

CAPITULO I

1.1.	Experimento del Conde Rumford.	3
1.2.	Dispositivo utilizado por Joule para obtener la equivalencia mecánica del calor.	5
1.3.	Diagrama de la máquina de Carnot.	7
1.4.	Distribución de las partículas de un gas para un sistema dado.	11
1.5.	Convención de signos para calor y trabajo.	23
1.6.	Diagrama del ciclo de Carnot en una gráfica : a) Presión-Volumen b) Temperatura-Volumen c) Temperatura-Entropía	29
1.7.	Motor térmico cíclico.	30
1.8.	Máquina de movimiento perpetuo del segundo tipo.	36
1.9.	a) Ciclo de Carnot. b) Ciclo de Carnot inverso.	37
1.10.	Termobomba de Carnot.	38
1.11.	Requerimientos de temperatura impuestos sobre un ciclo inverso de Carnot.	41
1.12.	Ciclo inverso de Carnot con un gas como fluido de trabajo.	42
1.13.	Ciclo de Carnot inverso con corrección debida a la utilización de un compresor real.	44
1.14.	Ciclo de compresión de vapor estándar en un diagrama: a) Temperatura-Entropía b) Presión-Entalpía	45
1.15.	Diagrama comparativo entre un ciclo por compresión de vapor estándar y uno real.	46
1.16.	Ciclo de compresión de vapor.	48
1.17.	Bomba de calor por absorción.	50
1.18.	Bomba de calor por absorción sin partes móviles.	52
1.19.	Bomba de calor termoeléctrica.	54
1.20.	Ciclo utilizado para deducir la relación entre el C.O.P. de una bomba de calor y el de un refrigerador.	56
1.21.	Bomba de calor para calentamiento o enfriamiento de interiores	60

1.22.	Sistema de válvulas de transferencia instalado en una bomba de calor.	61
1.23.	Bomba de calor utilizada para recuperar energía calorífica por la "Monsarch Fine Foods".	63
1.24.	Aplicación industrial de la bomba de calor en la concentración de un producto.	65

CAPITULO II

2.1.	Diferentes tipos de compresores.	68
2.2.	Funcionamiento de un compresor recíprocante.	69
2.3.	Gráfica de η_{vi} vs. $P_{succión}$	73
2.4.	Gráfica Presión-Volumen de un compresor ideal.	74
2.5.	Gráfica de " w " y " ΔH " vs. $P_{succión}$	76
2.6.	Gráfica del efecto refrigerante y del efecto de bomba de calor, como medidas de la capacidad de un compresor vs. $P_{succión}$.	78
2.7.	Variación de los efectos de bomba de calor y refrigeración con la presión de succión.	79
2.8.	Gráfica de η_{vi} y ΔH_{comp} vs. $P_{descarga}$	82
2.9.	Gráfica de Potencia (w) y Efecto refrigerante y de bomba de calor (E.R. y E.Bc.) vs. $P_{descarga}$.	83
2.10.	Variación del efecto refrigerante con la presión de descarga.	84
2.11.	a) Compresor rotatorio de tipo pistón rodante. b) Compresor rotatorio de tipo paleta o láminas rotatorias.	87
2.12.	Compresor centrífugo de etapas múltiples.	88
2.13.	Condensador de tipo tubo y coraza : a) Horizontal b) Vertical	90
2.14.	Condensador de tipo serpentina y coraza.	91
2.15.	Condensador de doble tubo.	92
2.16.	Condensador evaporativo en un sistema de refrigeración.	93
2.17.	Diagrama esquemático del funcionamiento de una válvula de expansión termostática.	96
2.18.	Válvula tipo flotador en el lado de baja presión.	97
2.19.	Válvula de Presión constante o de expansión automática.	98

2.20.	Evaporador de tipo inundado.	101
2.21.	Serpentina de expansión directa	102
2.22.	Reducción del C.O.P. debido a una caída de presión en las líneas de succión y descarga para : a) Un efecto refrigerante dado. b) Un efecto de bomba de calor dado.	104
2.23.	Sistema de compresión de vapor con intercambiador de calor.	108
2.24.	Comportamiento de la unidad de condensación como una función de la temperatura de entrada al condensador del fluido de enfriamiento.	113
2.25.	Comportamiento de un sistema de compresión de vapor ilustrado por la intersección de las curvas de la unidad de condensación y del evaporador.	114
2.26.	Reducción de la capacidad de refrigeración cuando la alimentación al evaporador es insuficiente y aumento de la capacidad refrigerante cuando el flujo de fluido a ser enfriado aumenta.	115
2.27.	Diagrama esquemático de una bomba de calor marca P.A. Hilton Ltd.	123
2.28.	Dibujo de la bomba de calor marca P.A. Hilton Ltd.	126
2.29.	Ciclo de funcionamiento de la bomba de calor mecánica P.A. Hilton Ltd.	127
2.30.	Ciclo de funcionamiento teórico de la bomba de calor mecánica P.A. Hilton Ltd.	130
2.31.	Carga de refrigerante gaseoso.	132
2.32.	Carga de refrigerante líquido.	133

CAPITULO III

3.1.	Entradas y salidas del sistema bomba de calor.	137
3.2.	Entradas y salidas de calor y trabajo del sistema bomba de calor.	139
3.3.	Trazado de un ciclo de refrigeración en un diagrama P-H .	145
3.4.	Trazado de un ciclo de refrigeración en un diagrama T-S .	146
	Tabla 3.1. Datos Experimentales	159
	Tabla 3.2. Entalpías	160
	Tabla 3.3. Variables calculadas	160

CAPITULO IV

Práctica : "Balances sencillos de materia y energía en una bomba de calor mecánica"

Fig. 1.	Ciclo de Carnot :	a) Directo	
		b) Inverso	164
Fig. 2.	Diagrama esquemático de la bomba de calor mecánica P.A. Hilton Ltd.		167
Práctica : "Bomba de calor mecánica"			
Fig. 1.	Bomba de calor mecánica en :		
	a) Un diagrama P-H		
	b) Un diagrama T-S		171
Fig. 2.	Desviaciones de la idealidad del ciclo de Carnot inverso.		176
Fig. 3.	Ciclo de compresión de vapor real.		177
Fig. 4.	Diagrama esquemático de la bomba de calor mecánica P.A. Hilton Ltd.		180

I N T R O D U C C I O N

INTRODUCCION

El objetivo principal del presente trabajo es la elaboración de prácticas experimentales para la bomba de calor mecánica, marca P.A. Milton Ltd., existente en el laboratorio de ingeniería química de la Universidad La Salle. No obstante, también se pretende que esta tesis sirva como fuente de información y estudio a aquel que desee fundamentarse en refrigeración y principios básicos de termodinámica.

En el capítulo I se ofrece una visión general de la teoría que sostiene y de origen a la bomba de calor mecánica, así como un panorama de sus aplicaciones prácticas. Considero que este capítulo podría ser de utilidad a los alumnos de los primeros semestres de ingeniería química para adentrarse en los conceptos termodinámicos y sus implicaciones prácticas; los alumnos de semestres posteriores podrían utilizarlo para dar un repaso a conceptos ya no tan frescos en su memoria. El capítulo II fue realizado pensando en éstos últimos. Este segundo capítulo pretende exponer de una manera detallada, el funcionamiento de los equipos utilizados dentro del ciclo de compresión de vapor, los diferentes tipos que de ellos existen y proporcionar al lector los elementos básicos de selección y diseño de los equipos involucrados. Dentro de este capítulo se describen las características del aparato en cuestión.

Los capítulos III y IV constituyen la parte medular del trabajo. En ellos se describe la forma de operar el equipo, características principales, secuencias de cálculo de variables, corridas experimentales y manuales de prácticas.

Los números entre paréntesis, que se encuentran a lo largo del trabajo, se refieren a los de las citas bibliográficas incluidas en la sección 6.1. de la bibliografía.

Finalmente, el capítulo V, enfocado hacia el profesor que dirige el experimento, incluye recomendaciones y observaciones acerca de la bomba de calor mecánica.

C A P I T U L O I

I. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LA BOMBA DE CALOR

La bomba de calor mecánica es un ejemplo clásico de termodinámica aplicada. Esta máquina térmica y los principios que la rigen son consecuencia directa de las leyes termodinámicas desarrolladas durante el siglo pasado por un conjunto de brillantes investigadores. Dichas leyes no se pueden demostrar en el sentido matemático, sino que su validez se basa únicamente en la experiencia. Sin embargo, éstas conducen al establecimiento de una serie de expresiones matemáticas que permiten, entre otras muchas cosas, comprender y predecir el funcionamiento de dispositivos cíclicos tales como la bomba de calor, siendo este último el objetivo del presente capítulo.

Con el objeto de ofrecer al lector un panorama más amplio de los conceptos a tratar, comenzará este estudio definiendo "termodinámica" y dando una breve semblanza de su contexto histórico.

1.1. Definición de Termodinámica

La termodinámica es la parte de la física que estudia las relaciones entre las diferentes clases de energía y sus manifestaciones diversas. Esta ciencia se relaciona con las transformaciones de energías de todo tipo, de una forma a otra y nos proporciona una útil descripción de las propiedades de equilibrio de la materia a nivel macro molecular.

1.2. Breve Historia de la Termodinámica

Antiguamente se creía en la existencia de un fluido denominado "calórico", considerado como una sustancia sin peso, intrínseca a la materia y que podía fluir entre los cuerpos en virtud de diferencias de temperatura. Se decía que mientras mayor era el contenido de calórico de una sustancia, mayor era su temperatura. El creador del término "calórico" fue Antoine Lavoisier en 1789, quien le definió como: "materia imponderable de calor". Entre los postulados esenciales de la teoría del calórico se encontraban los siguientes:

- a) El calórico es un fluido elástico de gran sutileza cuyas partículas se repelen entre sí, pero que son atraídas por todos los demás cuerpos.
- b) Las diferentes sustancias atraen al calórico con diferente fuerza.
- c) El calórico no tiene peso alguno.

Esta teoría explicaba satisfactoriamente todos los fenómenos asociados al calor conocidos por ese entonces. El que las partículas calóricas fueran atraídas por partículas de otras sustancias aclaraba el por qué se calentaban las cosas. Que se repelieran explicaba por qué la mayoría de las cosas se expanden al ser expuestas a un calentamiento. Dado que las diversas formas de la materia atraen al calórico con diferente fuerza, las varias sustancias absorben diferentes cantidades de calor, es decir, tienen diferentes calores específicos. El calor latente se explicaba diciendo que el calórico se combinaba químicamente con las partículas de materia, lo que producía un nuevo estado de la materia : sólido, líquido o gaseoso.

La teoría opuesta al calórico no evolucionaba tan bien y su evolución fue más lenta. Ya desde 1520 Sir Francis Bacon había dicho enfáticamente que : "El calor en sí, su esencia y naturaleza, es movimiento y nada más que eso" (1). Opiniones similares fueron sostenidas por Robert Boyle (1627-1691), Robert Hooke (1635-1678) y John Locke (1632-1704).

En 1798, Benjamin Thompson (Conde Rumford), que fungía entonces como superintendente del arsenal militar de Munich, observó el proceso de fabricación de cañones, llamándole la atención el considerable aumento de temperatura de éstos al ser horadados por taladros mecánicos. Intentó horadar los cañones bajo el agua y observó con admiración que, después de cierto tiempo de taladración continua, el agua comenzaba a hervir (Fig. 1.1). Posteriormente, Rumford hablaría del asombro de los espectadores al ver hervir agua "sin fuego". Repitiendo el experimento varias veces comprobó que siempre se requería la misma cantidad de tiempo para llevar una cantidad determinada de agua hasta el punto de ebullición. Notó también que, aparentemente, la generación de calor podría continuar indefinidamente.

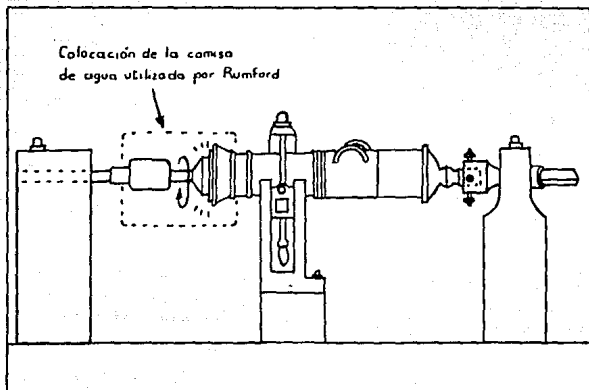


Fig. 1.1 Experimento del Conde Rumford.

De estos experimentos, Rumford concluyó que la fuente de calor generada por la fricción es inagotable y señaló que cualquier cosa que uno o varios cuerpos puedan generar sin límite alguno no puede ser una sustancia material. Thompson escribió : "Me parece extremadamente difícil, si no imposible, formar una idea clara de algo capaz de ser excitado y comunicado en la manera en que el calor era excitado y comunicado en estos experimentos, excepto que sea el movimiento" (2). No obstante, la importancia del trabajo de Rumford no fue reconocida sino hasta unas décadas más tarde.

Los hombres que finalmente lograrían desterrar la teoría del calórico fueron Julius Mayer (1814-1878), médico alemán y James Prescott Joule (1818-1889), hijo de un cervecero inglés.

En 1840, Mayer, quien ejerció la medicina en la isla de Java, observó que la sangre venosa de los javaneses era de un rojo más bri-

llante que la que había visto en sus pacientes en Alemania. Interpretó esto como una indicación de que la sangre de los habitantes del trópico tenía más oxígeno debido a que se requería una menor combustión de alimentos para mantener la temperatura del cuerpo constante. Esta manera de pensar le llevó a la conclusión de que el calor de combustión de los alimentos servía para mantener la temperatura del cuerpo y llevar a cabo el trabajo realizado por el individuo, en otras palabras, el calor podía convertirse en trabajo y ambos eran formas de la misma cosa, la energía (término introducido al vocabulario científico, en 1807, por el médico y físico inglés Thomas Young, quien la definió como : "aptitud de desempeñar un trabajo"). A su regreso a Alemania trató de calcular el factor de conversión entre calor y trabajo. Mayer hizo un buen cálculo pese a que carecía tanto de educación científica como de oportunidades para hacer un trabajo experimental.

Al mismo tiempo, Joule, en Inglaterra, se encontraba realizando una serie de experimentos encaminados hacia el mismo propósito : la equivalencia mecánica del calor. Con este fin, utilizó un aparato que consistía en un recipiente cilíndrico, térmicamente aislado, con un eje rotatorio dotado de paletas, las cuales agitaban el líquido colocado entre estas y un conjunto de paletas estacionarias. Como mecanismo propulsor empleó pesas que caían suavemente mediante un sistema de poleas. La temperatura del agua era sensada mediante un termómetro (Véase Fig. 1.2.).

El experimento consistía en enrollar la cuerda que sujetaba a las pesas hasta colocarlas a una altura determinada del suelo. Al dejar caer las pesas, giraba el eje generando así una rotación de los brazos revolventes, los cuales agitaban el líquido contenido en el recipiente. Este proceso se repetía muchas veces y se medía la temperatura final del líquido agitado. Midiendo el aumento de temperatura del agua, Joule pudo determinar la cantidad de energía térmica absorbida y, de la cantidad de trabajo realizado por las pesas, pudo determinar el equivalente mecánico del calor. El mejor valor obtenido por Joule fue de $1 \text{ Btu} = 772.5 \text{ lb}_f \cdot \text{ft}$, mientras que las mediciones actuales arrojan un valor de $1 \text{ Btu} = 777.647 \text{ lb}_f \cdot \text{ft}$.

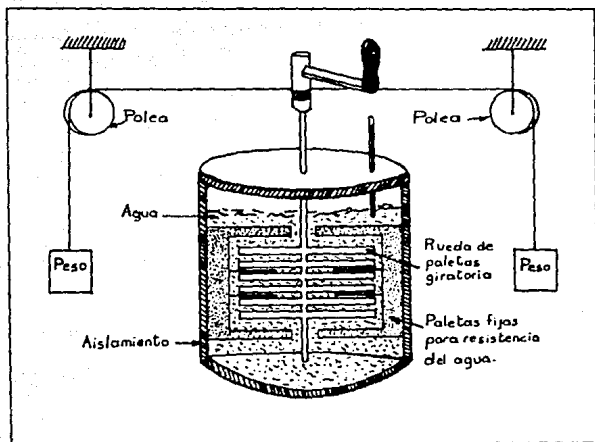


Fig. 1.2 Dispositivo utilizado por Joule para obtener la equivalencia mecánica del calor.

Actualmente las unidades cuantitativas de calor, la caloría y el btu, se definen en base a una unidad primaria de energía basada en los trabajos de Joule, conocida como "joule" en su honor y equivalente a 1 Newton · metro ($1 \text{ cal} = 4.184 \text{ J}$, $1 \text{ btu} = 1051.35 \text{ J}$).

En 1847, Hermann von Helmholtz publicó un pequeño folleto, "Erhaltung der Kraft" (Conservación de la Energía), en donde exponía que la energía se conserva y que el calor es una forma de energía. Este trabajo era de índole estrictamente matemática y explicaba la equivalencia entre trabajo y calor en términos más generales que los anteriormente expuestos por Mayer o Joule. Finalmente en 1850, Rudolf Clausius estableció el principio de conservación de la energía (primera ley de la termodinámica) como se enuncia ordinariamente en la

actualidad. Años más tarde, en 1853, el químico Julius Thomsen halló que la energía se conserva de igual modo en las transformaciones químicas ampliando así la aplicabilidad de esta ley.

Por otra parte, ya desde 1824, un ingeniero francés llamado Sadi Carnot había publicado un estudio aislado titulado "Reflexiones sobre la potencia motriz del calor y sobre las máquinas apropiadas para desarrollar esta potencia", en donde razonaba sobre cómo producir trabajo mecánico a partir de fuentes que producen calor. En la introducción de la obra, Carnot señaló que las máquinas de vapor de sus días eran de vital importancia para la rápida industrialización del mundo y que, a pesar de las investigaciones realizadas en este campo, su teoría había avanzado muy poco e intentos realizados para mejorarlas estaban basados casi al azar.

"Con frecuencia se plantea la cuestión", escribió, "de si la fuerza motriz del calor es ilimitada, si las posibles mejoras en los motores de vapor tienen ... un límite que la naturaleza misma de las cosas impida rebasar, o si, por el contrario, estas mejoras y perfeccionamientos pueden proseguir indefinidamente hasta llegar a alturas insospechadas" (1).

Al analizar este problema, Carnot estudió atentamente los motores de vapor, preguntándose qué es lo que ocurre en ellos. Observó que su acción era un proceso cíclico que primero daba calor al agua convirtiéndola en vapor. El vapor se expandía en un cilindro y realizaba un trabajo mecánico empujando un pistón. Luego pasaba a un condensador donde se convertía otra vez en agua para regresar así a la caldera y volver a comenzar el ciclo.

Razonando que los motores de vapor eran ineficientes principalmente debido a los escapes del vapor y a la fricción del pistón, Carnot imaginó un motor "ideal" en donde no existieran flujos de calor desaprovechables durante su operación. Para ello se le ocurrió idear un proceso cíclico en el cual sólo aparecen la fuente térmica de la cual la máquina extrae calor para operar y la fuente fría a la cual se le suministra el calor no aprovechable. La máquina consistía de un gas encerrado en un cilindro equipado con un pistón móvil, sin peso ni fricción. El cilindro se encontraba rodeado de un material perfecta-

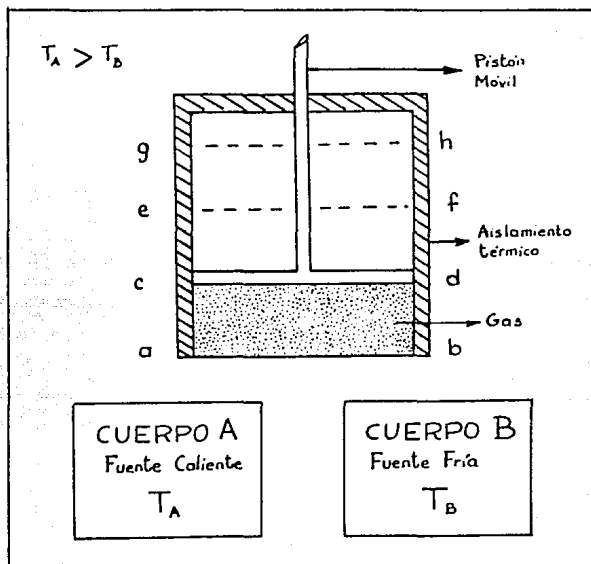


Fig. 1.3 Diagrama de la máquina de Carnot.

mente aislante, el cual evitaba las pérdidas de calor hacia el exterior, excepto por una de sus caras (ab), a través de la cual se realizaba la transferencia de calor entre el gas y alguna de las fuentes térmicas. (Fig. 1.3) .

El funcionamiento de esta máquina constaba de cuatro etapas :

- 1) Etapa 1 -. El gas se pone en contacto con el cuerpo A a través de la cara "ab", sus temperaturas se igualan y el pistón se mueve isotérmicamente hasta la posición "ef".

- 2) Etapas 2 -- Se retira el contacto con el cuerpo A y se permite que el gas continúe expandiéndose hasta alcanzar la temperatura del cuerpo B en la posición "gh".
- 3) Etapas 3 -- El gas se pone en contacto con el cuerpo B y se comienza una compresión isotérmica hasta la posición "ef".
- 4) Etapas 4 -- Se retira el contacto con el cuerpo B y se permite que el gas continúe comprimiéndose hasta alcanzar la temperatura del cuerpo A en la posición "cd".

El proceso continúa indefinidamente siguiendo las etapas 1,2,3,4, 1,2, ... y así sucesivamente. Sobre este proceso cíclico Carnot hace ver que la sustancia operante (el gas) realiza una cantidad de trabajo neta y además que este trabajo se produce de la manera más ventajosa posible. En las etapas 2 y 4 en las que el gas está aislado del exterior, los cambios de temperatura se llevan a cabo sin remover o ceder calor. En esta forma, el gas siempre se pone a la temperatura deseada, la del cuerpo A o B, antes de ponerlo en contacto con ellos; se elimina así cualquier flujo de calor espurio entre cuerpos a diferentes temperaturas. También hace notar que la secuencia de operaciones descrita puede llevarse a cabo en el sentido inverso. En este caso el resultado es el de consumir una cierta cantidad de trabajo igual a la producida en el ciclo anteriormente descrito y regresar todo el calor del cuerpo B al cuerpo A. Finalmente, Carnot demuestra que no puede concebirse una máquina térmica más eficiente, operando entre dos temperaturas prescritas, que la suya y anuncia una de sus proposiciones fundamentales :

"La fuerza motriz del calor es independiente de los agentes usados en producirla ; su cantidad está determinada unívocamente por las temperaturas de los dos cuerpos entre los cuales ocurre, finalmente, el transporte del calórico" (3).

Como hace notar esta última frase, Carnot fue casi toda su vida un partidario del calórico, sólo al final de su vida concibió al calor como producido por el movimiento.

Es importante resaltar que en base a estos razonamientos, Carnot

acabó dándose cuenta de que en la operación de cualquier motor de vapor se pierde inevitablemente algo de calor por más ideal que sea el proceso.

Estas ideas suministraron las bases teóricas que conducirían al establecimiento de la segunda ley de la termodinámica, a mediados del siglo XIX, por William Thomson (Lord Kelvin) y Rudolf Clausius. Dicha ley establecía la imposibilidad de un proceso en donde el calor fluya espontáneamente de un objeto frío a uno caliente. Este segundo principio fue formulado en forma independiente por Kelvin y Clausius. Los enunciados postulados por cada uno de ellos son equivalentes y describen el mismo principio.

En 1848, Lord Kelvin propuso una escala exacta para las mediciones de temperatura. Hasta ese entonces la temperatura era censada mediante termómetros que dependían de la dilatación del mercurio, o cualquier otra sustancia especial y las escalas utilizadas fijaban su punto de referencia o cero en estados arbitrarios como el punto de congelación del agua, mezclas de hielo y sal, etc. Lord Kelvin, en base a los trabajos sobre gases ideales y a los avances termodinámicos de su época, concibió una escala absoluta de temperatura partiendo de la idea de que el calor era un movimiento al azar de las partículas de un cuerpo y que, por lo tanto, debía existir un punto en que este movimiento fuera nulo y en el cual la temperatura del cuerpo fuera completamente nula e igual a cero, pero un cero por debajo del cual no se podría descender más, un "cero absoluto". Esta nueva escala absoluta era independiente de las propiedades de sustancias especiales y fue bautizada con el nombre de "escala Kelvin" en honor a su descubridor.

En 1854, Rudolf Clausius, a quien puede considerarse como el hombre que realmente concibió en forma matemática las dos primeras leyes de la termodinámica, introduce en su estudio sobre el ciclo de Carnot una nueva variable termodinámica, la cual en 1865 bautiza con el nombre de "entropía" (del griego "tropos", que significa cambio, transformación). En su trabajo de 1865, Clausius estudió esta función para varios sistemas y pudo apreciar el papel tan importante que juega la entropía (representada por la letra "S") en las transformaciones de todo tipo. Como último párrafo del trabajo, Clausius escribió :

"Por el momento me limitaré a mencionar el siguiente resultado: si imaginamos la misma cantidad, que en el caso de un sólo cuerpo ha llegado su entropía, compuesta en forma consistente para todo el Universo (tomando en cuenta todas las condiciones), y si al mismo tiempo usamos el otro concepto, energía, con su significado más simple, podemos formular las leyes fundamentales del Universo correspondientes a las dos leyes de la teoría mecánica del calor en la forma simple siguiente :

- 1) La energía del Universo es constante.
- 2) La entropía del Universo tiende a un máximo. " (3)

Con esto termina su trabajo sin que jamás explicara ni en él, ni en otro trabajo posterior, el significado de las frases "en forma consistente" ni "tomando en cuenta todas las condiciones". El significado que Clausius daba a la entropía se encontraba basado en las ideas de Carnot acerca de la pérdida inevitable de calor en cualquier proceso. La conclusión de este juego perdido llevó a Clausius a pensar en el día en que toda la energía del Universo se hubiera convertido en calor y todo este calor se hubiera distribuido uniformemente en el Universo, es decir, la temperatura de todo el Universo sería constante. Esto último significaría "la muerte térmica del Universo", en otras palabras, ya no podría realizarse ningún trabajo.

Es para describir esta nivelación del calor que Clausius acuñó la palabra "entropía" como medida de cuán nivelada está la energía en el Universo. Una definición actual de entropía nos dice que es una variable tal que, asociado al cambio de su valor entre dos estados de equilibrio de un sistema, habrá un criterio para decidir si un proceso dado entre dichos estados puede ocurrir o no y bajo qué condiciones.

La entropía, hasta este momento, no tenía ninguna interpretación molecular inmediata. Sin embargo, el físico austriaco Ludwig Boltzmann (1844-1906) demostró, en 1877, que la entropía tiene una significación molecular fundamental. Boltzmann entendía al calor como una forma de energía debida al libre movimiento de los átomos o moléculas de un cuerpo y de carácter caótico. Haciendo un estudio probabilístico de la distribución de partículas en un sistema dado, Boltzmann describía a la entropía como una medida del grado de desorden de

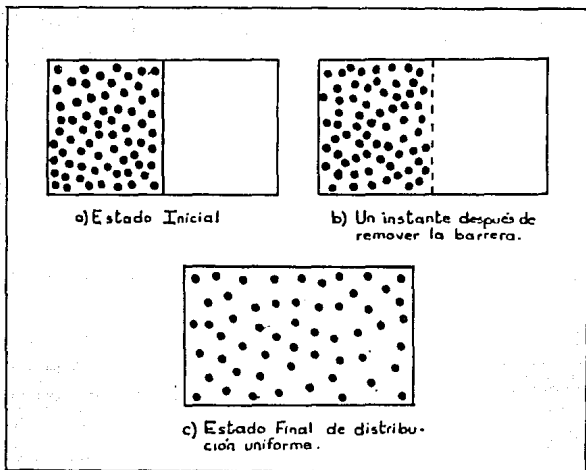


Fig. 1.4 Distribución de las partículas de un gas para un sistema dado.

un sistema. Esto se hace evidente cuando pensamos en el hecho de que todos los cambios espontáneos se producen en la dirección de máxima probabilidad y vienen acompañados por incrementos de entropía.

De la teoría de probabilidad resulta que el estado más probable en el que puede existir un sistema es aquel que corresponde a la distribución más desordenada.

Este concepto puede ilustrarse mediante un recipiente aislado, partido en dos volúmenes iguales, que contienen cierto número de moléculas de un gas en una sección y nada en la otra (Fig. 1.4). Cuando la división de volúmenes se elimina, las moléculas se distribuyen rápidamente de manera uniforme en el volumen total. El proceso comienza cuando la división de los volúmenes se elimina, en ese estado inicial

Las moléculas no están distribuidas al azar, sino que se hallan amontonadas en la mitad del volumen total. En este sentido se encuentran "más ordenadas" de lo que estarían en el estado final de distribución uniforme. Desde el punto de vista microscópico, se asocia un incremento de entropía con un aumento de la probabilidad o una disminución en el orden a nivel molecular.

La expresión matemática de estas ideas fue establecida por Boltzmann y sus ideas encontraron eco en trabajos publicados por J.W. Gibbs (1839-1903) y James Clerk Maxwell (1831-1879). Este descubrimiento sentó las bases de una nueva rama de la termodinámica: la termodinámica estadística.

En la década de los años 1870, el físico norteamericano Josiah Willard Gibbs desarrolló, con lujo de detalle, la teoría de la "termodinámica química". En su trabajo publicado en las "Transactions of the Connecticut Academy of Arts and Sciences", Gibbs, expone las ecuaciones que describen reglas simples, pero rigurosas, bajo cuyo gobierno se establece el equilibrio entre sustancias diferentes que intervienen a la vez en más de una fase (por ejemplo: forma sólida y en solución, dos líquidos inmiscibles y un vapor, etc.). Su trabajo fue traducido al alemán y dado a conocer al mundo por el físico y químico alemán Wilhelm Ostwald en 1883.

Entre las contribuciones de Gibbs a la termodinámica encontramos: el establecimiento de la regla de las fases que fija el número de grados de libertad, de componentes y de fases presentes en un sistema heterogéneo y la introducción de nuevas variables termodinámicas como la energía libre de Gibbs y el potencial químico.

No obstante que, la regla de las fases de Gibbs establece que la especificación de cierto número de propiedades intensivas de un sistema también fija los valores de todas las otras propiedades intensivas, dicha regla no proporciona información acerca de cómo calcular otros valores. Es por esto que, James Clerk Maxwell, en su trabajo intitulado "Theory of Heat" (edición corregida y aumentada en 1891 por Lord Rayleigh), establece una serie de expresiones diferenciales exactas que relacionan una propiedad termodinámica como la entropía con cantidades medibles como la presión, el volumen y la temperatura.

Por otra parte, a finales del siglo pasado y principios de este, se planteaba el problema de la determinación de los "valores absolutos" de las funciones termodinámicas (entalpía, entropía, etc.), entre otras cosas, porque en las ecuaciones de definición de estas variables termodinámicas se encontraban constantes indeterminadas que representaban un problema para el cálculo exacto de éstas en estudios de fenómenos como cambios de fase, reacciones químicas, etc.

Un ejemplo concreto de lo anteriormente expuesto lo constituye la entropía de un gas ideal clásico, representada por la ecuación :

$$S(T,V) = nR \left(\frac{3}{2} \ln T + \ln V \right) + S_0 \quad (1.1)$$

para la cual :

$$S_0 = \text{Entropía absoluta del gas ideal.} \\ \text{(Constante Indeterminada)}$$

Haciendo uso de los datos experimentales disponibles, así como de las predicciones teóricas que surgirán de la revolución cuántica, derivada de los trabajos de Max Planck en 1900 y de Albert Einstein en 1905, el físico alemán Walther Nernst, en 1906, introduce una hipótesis general mediante la cual es posible determinar los valores absolutos de dichas funciones.

Esta hipótesis es el resultado de ciertas consideraciones teórico-experimentales y se encuentra representada por la ecuación :

$$\lim_{T \rightarrow 0} \Delta S = \lim_{T \rightarrow 0} \left[\frac{\partial (\Delta G)}{\partial T} \right]_P = 0 \quad (1.2)$$

donde :

- T = Temperatura en grados absolutos
- ΔS = Variación entrópica.
- ΔG = Variación en la energía libre de Gibbs.
- P = Presión

Nernst formuló esta ecuación para sustancias en fases condensadas y el postulado de Nernst establece que para todas las sustancias en su fase condensada, ΔS debe tender a cero cuando la temperatura

tiende al cero absoluto. Físicamente, la ecuación anterior establece que para cualquier proceso isotérmico, que ocurre en un sistema condensado en el cero absoluto, la entropía (S) se mantiene constante.

Posteriormente, Nernst hizo extensiva su hipótesis para incluir también a los gases. En esa época, sin embargo, esto condujo a considerables dificultades, pues la entropía de un gas ideal clásico se suponía infinita a $T = 0 \text{ K}$, lo cual forzó la introducción de una hipótesis más a saber : que los gases sufrirían algún proceso de degeneración a bajas temperaturas que resultara en una nueva forma para la entropía que tendiese a cero y no a menos infinito en el cero absoluto. Esta degeneración, en efecto, ocurre como una consecuencia de las leyes de la mecánica cuántica dando lugar a los gases de Bose-Einstein (bosones) y Fermi-Dirac (fermiones).

De la ecuación de Nernst es posible obtener información acerca del comportamiento de cualquier sustancia en su estado condensado, en la vecindad del cero absoluto, mediante la utilización de las relaciones de Maxwell.

El postulado de Nernst dice que, todo sistema que se encuentre en equilibrio termodinámico en el cero absoluto, tiene una entropía S_0 finita, independiente de las variables que describen al sistema, pero cuyo valor numérico depende del sistema en cuestión.

En 1911, Max Planck establece que: "La entropía de cualquier sistema desaparece en el estado para el cual :

$$T \equiv \left[\frac{\partial U}{\partial S} \right]_V = 0 \quad (1-3)$$

donde :

T = Temperatura en grados absolutos.

U = Energía interna del sistema.

S = Entropía del sistema.

V = Volumen.

De los trabajos de Nernst y Planck se deriva la tercera ley de la termodinámica, enunciada comúnmente como: "La entropía de una sustancia pura, perfectamente cristalina, es cero en el cero absoluto de temperatura".

No se considera que la entropía de cualquier sustancia sea cero en el cero absoluto de temperatura ya que, algunas sustancias en el cero absoluto aún tienen "entropía residual" que se interpreta como proveniente de algún grado de libertad que se quedó congelado en el proceso de enfriamiento y consecuentemente impidió la formación de un verdadero estado de equilibrio. Estos estados, llamados "metaestables", son frecuentes en materiales muy viscosos como por ejemplo: los varios tipos de vidrio.

Por otro lado, la mayor parte de los elementos químicos consisten de mezclas isotópicas y se sabe que la entropía de una mezcla de sustancias distinguibles es mayor que la suma de las entropías de cada uno de los componentes individuales. Esto implica que, adscribir un valor cero a la entropía de un elemento químico a $T = 0$ K, conduciría a tener que asignar entropías negativas a cada uno de los isótopos puros para ser consistentes. Por estas dos últimas razones, se prefiere enunciar la tercera ley en la forma antes mencionada.

Así mismo, en 1912, Nernst y después muchos otros investigadores de la física de bajas temperaturas dieron un enunciado que postula la inaccesibilidad del cero absoluto: "Es imposible reducir la temperatura de un sistema termodinámico al cero absoluto en un número finito de operaciones". Actualmente existen diferencias de opiniones sobre si este postulado debe o no elevarse a la jerarquía de ley y adoptarse como una expresión de la tercera ley de la termodinámica. A favor de este postulado diré que, hasta ahora, los intentos por alcanzar el cero absoluto no han tenido éxito, sin embargo, se han logrado temperaturas situadas 10^{-7} K por encima del cero absoluto.

Terminaré esta exposición diciendo que la termodinámica fue la única rama de la física que no se vio afectada por las dos grandes revoluciones científicas de nuestro siglo: la teoría de la relatividad y la mecánica cuántica. Estas teorías, más que remover sus cimientos, los han asentado más firmemente. Ello singulariza a la termodinámica y pone de relieve la universalidad de su contenido.

Esta ciencia, a través de su historia, se ha ramificado (termodinámica estadística, termodinámica química, etc.) y ha encontrado aplicación en numerosos campos de la ciencia y la técnica como: la termodinámica de la radiación, de un plasma, de sistemas magnéticos; la

refrigeración industrial, metalurgia, generación de energía, etc. y actualmente ha encontrado lugar también en el desarrollo de la reciente teoría de la superconductividad.

1.3. Algunas Definiciones Útiles

- 1) SISTEMA -. Es aquella parte del universo físico que se aísla, mediante paredes reales o imaginarias, para su estudio. Los sistemas se dividen en :
 - a) Sistema Abierto -. Es aquel que permite el intercambio de materia y energía con el medio exterior.
 - b) Sistema Cerrado -. Es aquel que no permite el intercambio de materia con el medio exterior, pero sí de energía.
 - c) Sistema Aislado -. Es aquel que no permite el intercambio de materia ni energía con el medio exterior.
- 2) ALREDEDORES -. Es todo aquello que rodea al sistema, el resto del universo.
- 3) FRONTERA -. Es la pared o paredes que aíslan al sistema y pueden ser reales o imaginarias. Las paredes se dividen en :
 - a) Paredes Diatérmicas -. Son las que permiten el intercambio de calor con los alrededores.
 - b) Paredes Adiabáticas -. Son las que no permiten el intercambio de calor con los alrededores.
- 4) PROPIEDADES DE UN SISTEMA -. Son aquellos atributos físicos que se perciben por los sentidos o que pueden hacerse perceptibles mediante ciertos métodos experimentales de investigación y que caracterizan al sistema, (por ejemplo: presión, volumen, temperatura, entalpía, entropía, etc.). Las propiedades de un sistema pueden ser :
 - a) Propiedades Extensivas -. Son aquellas que dependen del tamaño del sistema (volumen, masa, etc.).
 - b) Propiedades Intensivas -. Son aquellas cuyo valor es independiente del tamaño del sistema (presión, temperatura, densidad, etc.).

- 5) ESTADO DE UN SISTEMA -. Un sistema se encuentra en un estado definido cuando cada una de sus propiedades tiene un valor determinado. Las propiedades a considerar son resultado del estudio experimental del sistema o de la experiencia con sistemas similares.
- 6) TRAYECTORIA -. Se define en base a un cambio de estado para el cual se especifican : el estado inicial, la secuencia de estados intermedios que va tomando el sistema y el estado final.
- 7) PROCESO -. Es el método de operación mediante el cual se realiza un cambio de estado. A continuación se definen algunos de los tipos de procesos más utilizados :
- a) Proceso Isotérmico -. Es aquel proceso en el cual, el cambio de estado se lleva a cabo sin variación alguna de temperatura, es decir, a temperatura constante.
 - b) Proceso Isobárico -. Es aquel proceso en el cual, el cambio de estado se lleva a cabo a presión constante.
 - c) Proceso Isocórico o Isométrico -. Es aquel proceso en el cual el cambio de estado se lleva a cabo a volumen constante.
 - d) Proceso Adiabático -. Es aquel proceso en el cual no se registra ninguna transferencia de calor entre el sistema y sus alrededores.
 - e) Proceso Isentálpico -. Se caracteriza por mantener constante la entalpía (H) a lo largo de toda la trayectoria de cambio de estado.
 - f) Proceso Isentrópico -. Se caracteriza por mantener constante la entropía (S) a lo largo de toda la trayectoria de cambio de estado.
 - g) Proceso Politrópico -. Es el caso general en el cual no se imponen condiciones específicas y en donde ninguna de las variables involucradas en el cambio de estado permanece constante.

Una clasificación general de los procesos es aquella que los divide en :

- 1) Proceso Reversible -. Es un proceso que ocurre de una manera tal que tanto el sistema como el medio exterior pueden ser devueltos a sus estados originales respectivos, es decir, que des-

pués de que el proceso ha terminado puede retrocederse en orden inverso a través de todos los diferentes estados por los que ha atravesado el proceso y regresar así a sus condiciones iniciales, restaurando también las condiciones originales de los alrededores.

- 11) Proceso Irreversible -. Es aquel proceso que después de ocurrido es imposible devolver al sistema y sus alrededores a sus estados originales mediante el proceso inverso.

A estas últimas definiciones añadiré que, en cualquier etapa de una transformación reversible, el sistema no se diferencia del equilibrio más que en una cantidad infinitesimal, por lo que el proceso reversible no puede lograrse en la realidad. La realización de un proceso reversible exigiría un tiempo infinito, en consecuencia, todos los procesos naturales son "irreversibles".

De cualquier manera, el concepto de reversibilidad tiene una gran importancia teórica y práctica que justifica su empleo, nos proporciona un parámetro útil de comparación entre un proceso real y el proceso ideal de mayor rendimiento energético.

- 8) FUNCION DE TRAYECTORIA -. Es aquella variable cuyo valor depende del tipo de proceso utilizado para llevar a cabo un cambio de estado y, por tanto, depende de la trayectoria que describe el sistema entre los estados inicial y final. Calor y trabajo son ejemplos de este tipo de funciones.
- 9) FUNCION DE ESTADO -. Es aquella variable cuyo valor no depende de la trayectoria seguida por el sistema durante el proceso sino únicamente de los valores de los estados inicial y final. Ejemplos de este tipo de variables son la energía interna (U) y la entalpía (H).
- 10) CALOR -. Se define como energía en tránsito que fluye a través de la frontera de un sistema durante un cambio de estado, en virtud de una diferencia de temperatura entre el sistema y sus alrededores y que fluye de un punto de mayor a un punto de menor temperatura. El calor se representa por la letra "Q".

- 11) TRABAJO -. Se define como cualquier cantidad que fluye a través de la frontera de un sistema durante un cambio de estado y que se puede usar por completo para elevar un cuerpo en el medio exterior.

En el sentido estricto, "trabajo", se define como al aplicación de una fuerza a través de una distancia. Se representa usualmente por la letra "W".

- 12) MAQUINA TERMICA -. Es un dispositivo que únicamente intercambia calor y trabajo con sus alrededores y que opera cíclicamente.
- 13) ENERGIA INTERNA -. Es la energía que posee la materia como consecuencia de movimientos moleculares aleatorios o fuerzas intermoleculares y engloba las energías de translación, rotación y vibración de las moléculas. Se denota por la letra "U".
- 14) ENTALPIA -. La entalpía se define explícitamente para cualquier sistema mediante la expresión matemática :

$$H = U + PV \quad (1.4)$$

donde :

- H = Entalpía.
U = Energía interna.
P = Presión absoluta.
V = Volumen.

Esta propiedad resulta muy conveniente para seguir los procesos a presión constante y se interpreta como una medida de la energía contenida en un sistema.

- 15) ENTROPIA -. Es una medida del grado de aleatoridad dentro de un sistema y, como tal, constituye o suministra una exacta indicación de la efectividad de la utilización de la energía. La ecuación de definición de la entropía es :

$$dS = \frac{dQ_{rev}}{T} \quad (1.5)$$

donde :

dS = Diferencial exacta de entropía.

T = Temperatura en grados absolutos.

dQ_{rev} = Diferencial inexacta de calor para un ciclo reversible.

- 16) CALOR ESPECIFICO -. Es la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de una unidad de masa de un cuerpo en una unidad de temperatura.
- 17) CALOR LATENTE -. Es la cantidad de calor desprendida o cedida por una sustancia durante un cambio de fase (Calor latente de fusión, vaporización, etc.).
- 18) CAPACIDAD CALORIFICA A PRESION CONSTANTE (C_p) -. Es el calor específico de una sustancia medido en un proceso a presión constante. Esta definida por la ecuación :

$$C_p \equiv \left[\frac{\partial H}{\partial T} \right]_p \quad (1.6)$$

- 19) CAPACIDAD CALORIFICA A VOLUMEN CONSTANTE (C_v) -. Es el calor específico de una sustancia medido en un proceso a volumen constante. Esta definida por la ecuación :

$$C_v \equiv \left[\frac{\partial U}{\partial T} \right]_v \quad (1.7)$$

- 20) CALOR SENSIBLE -. Representa la cantidad de energía térmica absorbida o cedida durante un cambio de temperatura de un cuerpo o sustancia y se calcula mediante la fórmula :

$$Q_s = m C_p (T_f - T_i) \quad (1.8)$$

donde :

m = Masa del cuerpo o sustancia.

C_p = Capacidad calorífica a presión constante.

T_f = Temperatura final.

T_i = Temperatura inicial.

Q_s = Calor sensible.

1.4. Leyes de la Termodinámica

A través de la historia de la termodinámica (sección 1.2.) fueron expuestas las tres leyes que la fundamentan, sin embargo, no fueron establecidos propiamente sus enunciados ni las ecuaciones a que conducen, ya que, debido a su importancia, preferí dedicarles una sección especial a fin de desarrollarlas con mayor libertad.

Como recordatorio diré que: la primera ley de la termodinámica establece que cuando una forma de energía es convertida en otra, la energía total se conserva. Esta ley no establece ninguna restricción en la dirección del proceso. Desde el punto de vista de la primera ley, un proceso en el cual todo el calor de una barra de metal se concentre "espontáneamente" en uno de sus extremos después de que la barra se hubiera encontrado ya a una temperatura uniforme es un proceso permisible, sin embargo, esto no ocurre en el mundo real. Es aquí en donde entra en acción la segunda ley estableciendo un criterio para predecir cuando un proceso puede o no ocurrir espontáneamente. Dicho criterio se basa en la variación de entropía entre los estados inicial y final del sistema, la cual nos da la pauta para decir cuando una reacción química o un cambio físico ocurrirá o no de manera espontánea. Finalmente, la tercera ley establece uniformidad en las mediciones entrópicas proporcionando una manera de calcular el valor absoluto de la entropía de una sustancia.

Una vez revisados estos conceptos procederé a su estudio detallado.

a) Primera ley de la termodinámica

La primera ley se enuncia ordinariamente de la manera siguiente:

"En cualquier proceso, se puede transformar la energía de una forma a otra, pero nunca se crea o se destruye."

Este principio puede plantearse de manera particular como: "Si un sistema se somete a cualquier transformación cíclica, el trabajo producido en el medio ambiente es igual al calor que fluye desde el medio ambiente". En términos matemáticos :

$$\oint dW = \oint dQ \quad (1.9)$$

(para cualquier ciclo)

donde :

\oint = Integral cíclica.
Q = Calor.
W = Trabajo.

Reordenando la ecuación anterior se obtiene:

$$\oint (dQ - dW) = 0 \quad (1.10)$$

La expresión entre paréntesis define una propiedad de estado conocida como energía interna (U), por lo que la diferencial de la energía interna queda definida por :

$$dU = dQ - dW \quad (1.11)$$

Integrando esta ecuación para un cambio de estado finito entre las condiciones de estado inicial y final del proceso, se tiene :

$$\int_i^f dU = \int_i^f dQ - \int_i^f dW \quad (1.12)$$

$$\boxed{\Delta U = Q - W} \quad (1.13)$$

La ecuación 1.13 es la expresión matemática de la primera ley de la termodinámica. Esta ecuación expresa que cualquier variación de la energía total del sistema en forma de calor o trabajo corresponde a una variación ΔU de la energía almacenada.

Por otra parte, se ha establecido arbitrariamente que: el calor desprendido por el sistema y el trabajo producido por los alrededores sobre el sistema, tendrán signo negativo. De igual forma, el calor absorbido por el sistema y el trabajo producido por el sistema sobre los alrededores, tendrán signo positivo.

Esto se ilustra en el esquema siguiente :

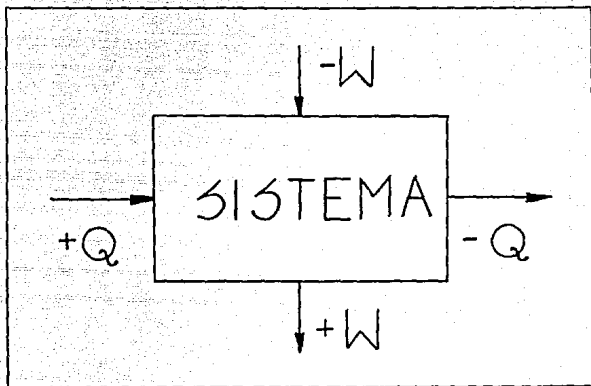


Fig. 1.5 Convención de signos para calor y trabajo.

b) Segunda ley de la termodinámica

Aunque han sido propuestos muchos enunciados de la segunda ley, la mayoría de estos pueden ser considerados como variaciones de dos premisas básicas, la de Kelvin-Planck y la de Clausius.

Enunciado de Kelvin-Planck -. Es imposible construir un proceso cíclico cuyo único efecto sea absorber calor a una sola temperatura y convertirlo en una cantidad de trabajo equivalente.

Enunciado de Clausius -. Es imposible construir un proceso cíclico cuyo único efecto sea transferir calor desde una cierta temperatura hasta otra temperatura más alta.

Es importante enfatizar el hecho de que en ambos enunciados aparece la frase "cuyo único efecto sea". Esto implica que una vez completado el ciclo, el sistema termodinámico correspondiente regresa a su estado inicial y los alrededores permanecen inalterados. En otras palabras, los procesos involucrados en estos enunciados sí pueden realizarse, pero a costa de cambios de estado de los alrededores o de otros sistemas.

La significación de ambos enunciados se clarifica cuando se piensa en qué sucedería en la vida real si estos fueran falsos. Por ejemplo, si el enunciado de Kelvin-Planck fuera falso, sería posible construir una máquina cíclica que operara isotérmicamente (a una sola temperatura) suministrando trabajo a expensas de la energía calorífica de los alrededores. Tal máquina, podría extraer la energía necesaria para mover un barco del agua del océano, bombearía agua caliente del mar extrayendo su energía para convertirla en trabajo, que a su vez se utilizaría para mover la nave. Una vez extraída la energía calorífica del agua, regresaría al océano agua fría, o quizá cubos de hielo. Este tipo de máquinas son imposibles de construir en la realidad y es de esta imposibilidad de la que nos habla el enunciado de Kelvin-Planck.

Por otra parte, si el enunciado de Clausius fuera falso sería posible, por ejemplo, que una taza de café ya fría pudiera volver a calentarse extrayendo calor del medio ambiente, cosa que no sucede. En otras palabras, el enunciado de Clausius nos dice que el calor no fluye espontáneamente de un cuerpo frío a uno caliente.

A pesar de exhibir contenidos aparentemente desligados entre sí, estos enunciados son equivalentes y representan el mismo principio.

Los postulados de Clausius y Kelvin-Planck conducen a la introducción de una nueva función de estado, la entropía, y a un criterio de discriminación entre procesos reversibles e irreversibles. Esta última aseveración se deriva de la ecuación de definición de la entropía (ecuación 1.5), en donde esta variable se encuentra expresada en función del calor intercambiado en un ciclo reversible. Sabemos, sin embargo, que los procesos reversibles son "procesos ideales" y que los procesos naturales son siempre procesos irreversibles. Esta argumentación conduce forzosamente a una redefinición de la ecuación 1.5

en términos de un proceso irreversible. Para poder lograr esto, analizaré cada una de las variables involucradas por separado :

- Diferencial Exacta de Entropía (dS) -. La entropía es una función de estado, por lo que no depende en ningún momento de la trayectoria seguida por el proceso para llevar al sistema del estado inicial al estado final y, por ende, la variación entrópica no depende del tipo de proceso que la cause. Así, el término dS no sufre cambio alguno al considerar un proceso irreversible.
- Temperatura Absoluta (T) -. En ambos tipos de proceso se supone la temperatura constante, por lo cual, no sufre ninguna alteración durante el proceso, cualquiera que este sea.
- Diferencial Inexacta de Calor (dq) -. El calor es una función de trayectoria, debido a lo cual, su valor depende de la ruta que siga el sistema para pasar de un estado a otro y es por esto que se trata de una diferencial inexacta.

Ya que los procesos irreversibles son procesos reales, parte de su calor se disipa debido a la fricción. Esto no sucede en los procesos reversibles para los cuales la fricción no existe. De esta manera, el calor absorbido o cedido por el sistema durante un proceso reversible debe ser mayor que aquel absorbido o cedido durante un proceso irreversible entre los mismos estados inicial y final debido a las pérdidas de calor por fricción de este último. Así :

$$dq_{irrev} < dq_{rev} \quad (1.14)$$

Del análisis anterior se desprende la siguiente desigualdad :

$$\boxed{dS > \frac{dq_{irrev}}{T}} \quad (1.15)$$

La ecuación 1.15 es conocida como "la desigualdad de Clausius" y de ella se desprende el enunciado siguiente:

"Todo proceso natural se verifica con un incremento de entropía y

la dirección del cambio es aquella que conduce a tal aumento."

Para concluir diré que, en cualquier proceso real (irreversible), el aumento de entropía será mayor que d^+Q_{rev} / T , pero cuanto más lenta y cuidadosamente se lleve a cabo la transferencia de calor, menor será el exceso de "dS" sobre d^+Q_{rev} / T y por lo tanto, menores serán las pérdidas de calor y más eficiente será el proceso.

c) Tercera ley de la termodinámica

La tercera ley se enuncia generalmente como:

"La entropía de una sustancia pura, perfectamente cristalina, es cero en el cero absoluto de temperatura."

Con el establecimiento de esta ley fue posible calcular entropías absolutas y constantes de equilibrio en reacciones heterogéneas a partir exclusivamente de mediciones termodinámicas.

Por otra parte, permitió la eliminación o evaluación de constantes indeterminadas provenientes de la integración de ecuaciones formuladas explícitamente para realizar cálculos entrópicos. Un ejemplo concreto de esta última afirmación es la ecuación de la entropía de un sólido:

$$S_T = S_{0^{\circ}} + \int_{0^{\circ}}^T \frac{C_p}{T} dT \quad (1.16)$$

para la cual, la tercera ley establece que: $S_{0^{\circ}} = 0$, de donde la ecuación 1.16 se simplifica a:

$$S_T = \int_{0^{\circ}}^T \frac{C_p}{T} dT \quad (1.17)$$

En las ecuaciones anteriores, " S_T ", se denomina entropía de la tercera ley, o simplemente, entropía del sólido a la temperatura T y

presión p . Si la presión es de una atmósfera, se trata también de una entropía estándar: S_T° .

Ya que, un cambio de estado físico (fusión o vaporización) conlleva un aumento de entropía, debe incluirse esta contribución al calcular la entropía para un líquido o para un gas. Estas consideraciones conducen a la ecuación :

$$S_T^\circ = \int_{0^\circ}^{T_f} \frac{C_p^\circ(\text{sol})}{T} dT + \frac{\Delta H_{\text{fus}}^\circ}{T_f} + \int_{T_f}^{T_c} \frac{C_p^\circ(\text{liq})}{T} dT + \frac{\Delta H_{\text{vap}}^\circ}{T_a} + \int_{T_a}^T \frac{C_p^\circ(\text{gas})}{T} dT \quad (1.18)$$

para la cual :

S_T° = Entropía estándar.

$C_p^\circ(\text{sol})$ = Capacidad calorífica del sólido.

$C_p^\circ(\text{liq})$ = Capacidad calorífica del líquido.

$C_p^\circ(\text{gas})$ = Capacidad calorífica del gas.

$\Delta H_{\text{fus}}^\circ$ = Calor latente de fusión.

$\Delta H_{\text{vap}}^\circ$ = Calor latente de vaporización.

T_f = Temperatura de fusión.

T_a = Temperatura de ebullición.

T = Temperatura en grados absolutos.

La ecuación 1.18 nos permite conocer las entropías estándar de las diferentes sustancias y de ella se deduce que, la entropía de los gases es mayor que la de los líquidos y, a su vez, la de éstos es mayor que la de los sólidos. Esto se debe a que, molecularmente hablando, los gases se encuentran en un estado más "desordenado" que los líquidos y éstos que los sólidos.

1.5. Ciclo de Carnot

Algunos de los avances más notables dentro de lo que hoy constituye las bases de la termodinámica, fueron llevados a cabo por Sadi Carnot alrededor de 1824. Carnot estaba muy interesado en el estudio de la eficiencia de las máquinas térmicas, especialmente en la de vapor. Su contribución más importante en este campo fue el demostrar como la osencia de una máquina térmica podría ser representada por un ciclo reversible de cuatro etapas. Este ciclo no puede ser considerado como modelo para la construcción de un dispositivo real ya que se trata de un "ciclo ideal", sin embargo, constituye un buen sistema para realizar análisis teóricos.

El ciclo de Carnot es un proceso que hace pasar a un sistema cualquiera, por una sucesión de estados de equilibrio definidos por cuatro procesos reversibles :

- 1) Etapa ab -. Expansión Isotérmica Reversible.
- 2) Etapa bc -. Expansión Adiabática Reversible.
- 3) Etapa cd -. Compresión Isotérmica Reversible.
- 4) Etapa da -. Compresión Adiabática Reversible.

Estas etapas se encuentran representadas gráficamente en la figura 1.6 , suponiendo un gas como fluido de trabajo, para diferentes coordenadas termodinámicas.

Como puede apreciarse en las gráficas, durante el ciclo, la máquina de Carnot recibe calor de una fuente de alta temperatura, convierte parte de la energía calorífica recibida en trabajo y cede la sobrante a un sumidero de baja temperatura.

Las gráficas 1.6 (a) y (b) representan un ciclo de Carnot cuyo fluido de trabajo es una sustancia compresible no-condensante, es decir, un gas o vapor que no sufre ningún cambio de estado a lo largo del ciclo. Mientras que, la gráfica 1.6 (c) es el caso general, que nos muestra el ciclo de Carnot descrito por cualquier tipo de fluido.

Cabe notar que, el calor transferido en un proceso reversible está dado por : $Q_{Trev} = \int T dS$, por tanto, las áreas bajo las líneas de procesos reversibles en un diagrama T-S representan transferencias de calor. Y, la diferencia entre el calor absorbido y el cedido a los al

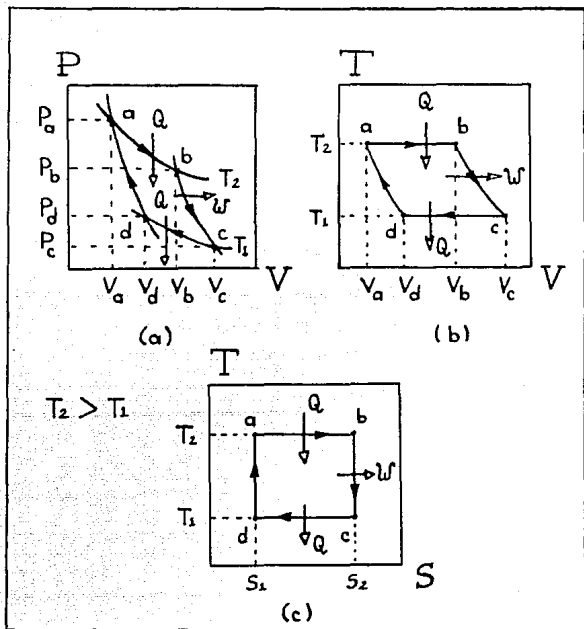


Fig. 1.6 Diagrama del ciclo de Carnot en una gráfica : a) Presión-Volumen
 b) Temperatura-Volumen
 c) Temperatura-Entropía

rededores es igual al trabajo neto realizado por la máquina de Carnot. Pensando esto último en función de áreas en un diagrama T-S, el trabajo neto está representado por el área encerrada por las líneas de proceso que describen el ciclo (área abcd).

Por otra parte, si pensamos en que la condensación y la evaporación de una sustancia proveen una forma sencilla de absorber o ceder calor a temperatura constante, además de que en ellas se verifica una compresión o expansión de la sustancia en cuestión debido al mayor volumen del gas que del líquido, se podrán sustituir las etapas ab y cd del ciclo original de Carnot, pensado para un gas o vapor, por cambios de estado sin que se altere ninguna de sus ideas fundamentales. El resultado es el diagrama siguiente :

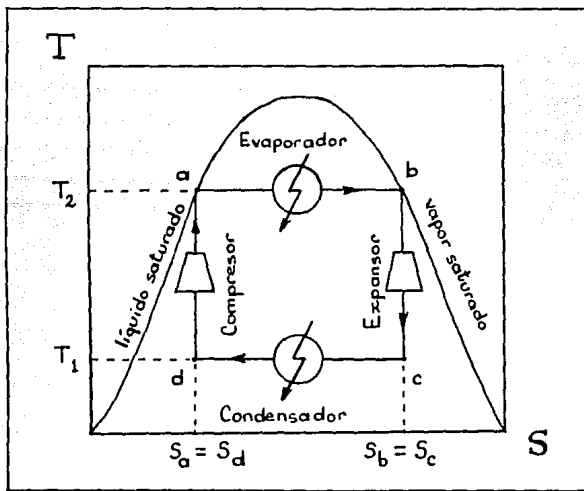


Fig. 1.7 Motor Térmico Cíclico.

$$(T_2 > T_1)$$

Ahora bien, utilizaré la figura 1.7 para describir las diferentes etapas del ciclo y desarrollar conjuntamente las ecuaciones correspondientes a cada una de ellas.

- 1) Expansión Isotérmica Reversible (ab) -. Durante esta etapa el fluido de trabajo es vaporizado reversiblemente desde el estado "a" (líquido saturado) al estado "b" (vapor saturado). Para poder llevar a cabo la evaporación, se transfiere calor desde la fuente caliente, a la temperatura T_2 , al fluido a todo lo largo de la isoterma "ab". El calor absorbido en este proceso se obtiene a partir de la ecuación 1.5, para la cual :

$$\int_a^b dS = \int_a^b \frac{dQ_{rev}}{T} \quad (1.19)$$

Realizando la integración de la ecuación anterior se obtiene :

$$S_b - S_a = \frac{Q_{ab}}{T_2} \quad (1.20)$$

Despejando para obtener al calor como variable explícita, se tiene que :

$$Q_{ab} = T_2 (S_b - S_a) \quad (1.21)$$

La ecuación 1.21 nos permite calcular el calor absorbido por el sistema en función del cambio entrópico sucedido entre los estados "a" y "b" del ciclo. Por otra parte, los procesos de cambios de fase siempre ocurren a presión y temperatura constantes, y ya que se trata de un calor latente, éste se puede representar también en función de la diferencia de entalpías entre el estado inicial y final de la etapa.

$$Q_{ab} = H_b - H_a \quad (1.22)$$

En esta etapa no se produce intercambio de energía mecánica con los alrededores de manera que el trabajo aquí es nulo.

$$W_{ab} = 0 \quad (1.23)$$

- 2) Expansión Adiabática Reversible (bc) -. En esta etapa el fluido de trabajo es llevado desde el estado "b" al estado "c" mediante una turbina (expansor), a través de la cual el fluido experimenta una expansión isentrópica, disminuyendo así su presión de P_b a P_c ($P_c < P_b$). Ya que se trata de un proceso adiabático, la transferencia de calor en esta etapa es nula. Además de que no hay cambio entrópico de un estado a otro. Estas dos consideraciones fundamentales se encuentran expresadas en las ecuaciones 1.24 y 1.25.

$$\Delta S_{bc} = S_c - S_b = 0 \quad (1.24)$$

$$Q_{bc} = 0 \quad (1.25)$$

Así mismo, realizando un balance energético para la turbina entre los estados "b" (entrada) y "c" (salida), se tiene que:

$$W_{bc} = H_c - H_b \quad (1.26)$$

El trabajo de expansión está dado por la diferencia de entalpías entre ambos estados.

- 3) Compresión Isotérmica Reversible (cd) -. El fluido es condensado a lo largo de la isoterma "cd" eliminando calor en el condensador, el cual es absorbido por la fuente de baja temperatura a T_1 . El calor aquí, es evaluado en la misma forma que en la etapa 1, con la única diferencia de que en esta etapa el calor sale del sistema y, por lo tanto, su signo es negativo.

De igual manera que en la etapa 1, el término trabajo es nulo, debido a que no se produce intercambio de energía mecánica con los alrededores.

$$- Q_{cd} = T_1 (S_d - S_c) \quad (1.27)$$

$$- Q_{cd} = H_d - H_c \quad (1.28)$$

$$W_{cd} = 0 \quad (1.29)$$

- 4) Compresión Adiabática Reversible (da) -. Durante esta etapa el fluido es comprimido isentrópicamente del estado "d" al estado inicial "a", restaurando así las condiciones iniciales. El fluido de trabajo experimenta un aumento de presión, de P_d a P_a , donde $P_a > P_d$.

Aquí, al igual que en la etapa 2, no existe transferencia de calor entre el sistema y los alrededores. De donde :

$$Q_{da} = 0 \quad (1.30)$$

$$\Delta S_{da} = 0 \quad (1.31)$$

El trabajo de compresión esta dado por la diferencia de entalpías entre el estado "d" y el estado "a". En este caso el signo del trabajo es negativo.

$$-W_{da} = H_a - H_d \quad (1.32)$$

Hasta este punto se han establecido las ecuaciones que describen el intercambio de calor y trabajo en cada etapa del ciclo. Ahora, se evaluará el trabajo neto realizado por la máquina de Carnot en base a la primera ley de la termodinámica que nos dice que, el trabajo total producido o consumido en un ciclo es igual al calor absorbido o cedido durante el mismo (ecuación 1.9). En términos matemáticos :

$$W_{neto} = Q_{ab} + Q_{bc} + Q_{cd} + Q_{da} \quad (1.33)$$

Substituyendo las ecuaciones correspondientes al calor intercambiado en cada etapa del ciclo, se obtiene :

$$W_{neto} = T_2 (S_b - S_a) + T_1 (S_d - S_c) \quad (1.34)$$

o bien :

$$W_{neto} = T_2 (S_b - S_a) - T_1 (S_c - S_d) \quad (1.35)$$

Ya que, $S_c = S_b$ y $S_d = S_a$, se tiene :

$$W_{\text{neto}} = T_2 (S_b - S_a) - T_1 (S_b - S_a) \quad (1.36)$$

Factorizando la ecuación anterior se obtiene :

$$W_{\text{neto}} = (T_2 - T_1) (S_b - S_a) \quad (1.37)$$

La ecuación 1.37 nos permite calcular el trabajo neto realizado por el ciclo. Esta cantidad se utiliza en el cálculo de la eficiencia o rendimiento térmico (η), que representa la fracción de energía térmica suministrada al ciclo convertida en trabajo útil. Dicho de otra manera, la eficiencia o rendimiento térmico se computa ordinariamente sobre la base del trabajo neto producido frente al consumo de una determinada cantidad de calor procedente del depósito caliente. Matemáticamente se expresa como :

$$\eta = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{ab}} \quad (1.38)$$

Sustituyendo las ecuaciones 1.21 y 1.37 en la ecuación de la eficiencia térmica se obtiene :

$$\eta = \frac{(T_2 - T_1) (S_b - S_a)}{T_2 (S_b - S_a)} \quad (1.39)$$

Eliminando términos :

$$\eta = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad (1.40)$$

De aquí puede concluirse que, la eficiencia de una máquina de Carnot y otras máquinas similares, no depende de la sustancia utilizada

(la única restricción en este aspecto es que debe tratarse de un fluido). El rendimiento térmico depende únicamente de las temperaturas de la fuente fría y de la fuente caliente. Es evidente que mientras mayor sea la diferencia de temperaturas entre ambas fuentes, mayor será la eficiencia lograda por la máquina.

La ecuación 1.40 puede expresarse como :

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (1.41)$$

donde puede apreciarse que : $\eta \leq 1$. Para que se cumpla que la eficiencia sea igual a la unidad (100% de eficiencia) se necesitaría que T_1 fuese igual al cero absoluto de temperatura, el cual no ha sido logrado hasta ahora y según apuntan las investigaciones será imposible alcanzarlo.

Es por esto que, la eficiencia de una máquina térmica, aún la de Carnot, es menor al 100%, es decir, parte de la energía disponible se disipa en forma de calor debido a la fricción y solo una parte puede ser convertida en trabajo útil.

Por otro lado, el ciclo de Carnot es el ciclo más eficiente que puede concebirse. Este hecho puede demostrarse por reducción al absurdo, suponiendo que existe una máquina térmica más eficiente que la máquina de Carnot e imaginando que se acoplan ésta máquina (a la que llamaré "M") y la máquina de Carnot ("C") para formar un ciclo. Para que esto sea posible, la máquina de Carnot deberá seguir un ciclo inverso, lo cual es perfectamente plausible debido a su reversibilidad (Ver figura 1.8).

En este sistema "M" produce más trabajo que "C" debido a su mayor rendimiento. Por consiguiente, suministra más trabajo que el que necesita "C" para devolver el calor de la fuente de baja temperatura a la fuente caliente. Así, pues, el efecto neto de las dos unidades es la absorción de calor desde la fuente caliente y su completa conversión en trabajo, lo que contradice el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley. En consecuencia, no debe ser posible construir una máquina térmica que sea más eficiente que una máquina de Carnot.

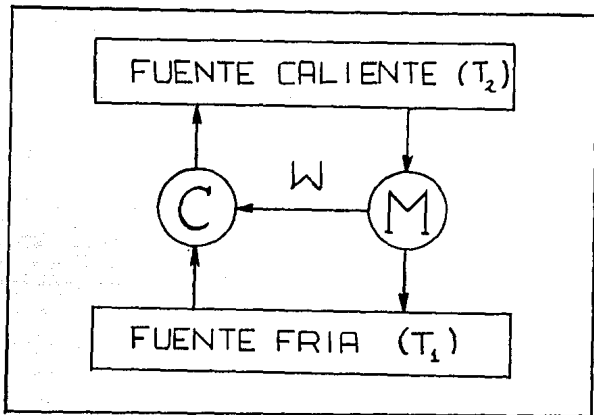


Fig. 1.8 Máquina de movimiento perpetuo del segundo tipo.

La importancia del ciclo de Carnot se basa en la premisa que acaba de ser demostrada, ya que nos proporciona una base sobre la cual podemos compararse las eficiencias de las máquinas térmicas reales con la eficiencia de una máquina de Carnot operando entre las mismas dos temperaturas y, por lo tanto, juzgar que tan cerca de la mayor eficiencia posible se está trabajando.

Antes de dar por terminada esta sección quisiera hacer notar que, en la figura 1.8 la máquina de Carnot funciona de manera inversa, tomando calor de la fuente fría y llevándolo a la fuente caliente. Esto parece estar en contradicción con el sentido común, ¿cómo es que puede transferirse calor de un objeto frío a uno caliente?, la respuesta es sencilla: con un consumo de trabajo, es decir, se tiene que pagar un precio para poder "invertir" las leyes de la naturaleza. La máquina descrita se conoce comúnmente como: termobomba de Carnot o bomba de calor.

1.6. Bomba de Calor

Una bomba de calor o termobomba es un dispositivo que transfiere calor de una fuente fría a una caliente. Este efecto se logra mediante un suministro de energía al dispositivo, ya sea en forma de trabajo o mediante una entrada al sistema de calor a alta temperatura.

El funcionamiento de una "bomba de calor ideal" es el de una máquina térmica de Carnot inversa. Esto es posible debido a que el ciclo de Carnot está compuesto por una serie de etapas "reversibles" que le permiten operar indistintamente en una dirección u otra sin que se presenten cambios fundamentales en las ecuaciones que lo describen.

Sin embargo, dicho cambio de dirección en el ciclo sí afecta su efecto neto. En el sentido de las manecillas del reloj, el efecto neto del ciclo es el de transferir calor de una fuente caliente a una fuente fría produciendo así un trabajo. El sentido inverso da origen al efecto contrario, es decir, al de termobomba o bomba de calor antes descrito. Esto puede apreciarse en el siguiente esquema :

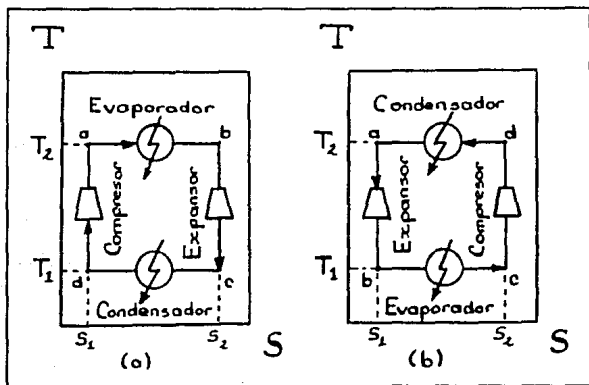


Fig. 1.9 a) Ciclo de Carnot.

b) Ciclo de Carnot Inverso.

1.6.1. Definición de Bomba de Calor

Una bomba de calor es una máquina térmica cuya función principal es "transferir calor a una región a alta temperatura", generalmente por encima de la temperatura ambiente, desde una región a baja temperatura con un consiguiente consumo de energía.

1.6.2. Ecuaciones Involucradas

La secuencia de pasos que sigue un ciclo inverso de Carnot puede observarse en la figura 1.9 (b), para la cual :

- 1) Etapa ab -. Expansión Adiabática Reversible.
- 2) Etapa bc -. Expansión Isotérmica Reversible.
- 3) Etapa cd -. Compresión Adiabática Reversible.
- 4) Etapa da -. Compresión Isotérmica Reversible.

La explicación de los acontecimientos sucedidos en cada etapa se encuentra en la sección 1.5 . Así pues, solo me resta enumerar nuevamente las ecuaciones que describen cada etapa y sus consecuencias cuando se conjuntan para describir características del ciclo completo, que en este caso serán un poco diferentes a las obtenidas para el ciclo directo. Para este fin utilizaré el mismo caso de la figura 1.7 , pero operándolo en sentido inverso.

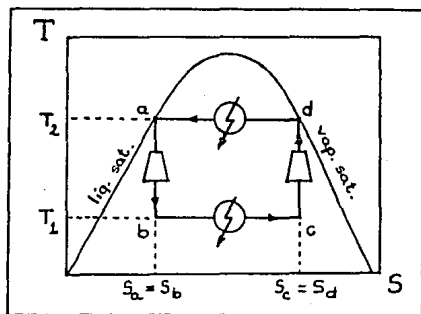


Fig. 1-10 Termobomba de Carnot

1) Etapa ab --. Expansión Adiabática Reversible

$$Q_{ab} = 0 \quad (1.42)$$

$$\Delta S_{ab} = S_b - S_a = 0 \quad (1.43)$$

$$W_{ab} = H_b - H_a \quad (1.44)$$

Cuando se utiliza una válvula isentálpica en lugar de un expansor para llevar a cabo la expansión, $W_{ab} = 0$.

2) Etapa bc --. Expansión Isotérmica Reversible

$$Q_{bc} = T_1 (S_c - S_b) \quad (1.45)$$

$$Q_{bc} = H_c - H_b \quad (1.46)$$

$$W_{bc} = 0 \quad (1.47)$$

3) Etapa cd --. Compresión Adiabática Reversible

$$Q_{cd} = 0 \quad (1.48)$$

$$\Delta S_{cd} = S_d - S_c = 0 \quad (1.49)$$

$$-W_{cd} = H_d - H_c \quad (1.50)$$

4) Etapa da --. Compresión Isotérmica Reversible

$$-Q_{da} = T_2 (S_a - S_d) \quad (1.51)$$

$$-Q_{da} = H_a - H_d \quad (1.52)$$

$$W_{da} = 0 \quad (1.53)$$

Si guiendo el mismo procedimiento deductivo realizado en la sección 1.5. para obtener el trabajo neto del ciclo, se obtiene :

$$\dot{W}_{\text{neto}} = (T_1 - T_2) (S_d - S_a) \quad (1.54)$$

En este caso, el signo de \dot{W}_{neto} es negativo debido a que el trabajo se está suministrando al sistema. Nótese que : $T_2 > T_1$.

La eficiencia de una bomba de calor está definida por la relación entre el calor entregado por el fluido de trabajo a los alrededores en el foco de alta temperatura y el trabajo suministrado al sistema.

$$\eta_{bc} = \frac{\text{Calor entregado a alta temperatura}}{\text{Aportación de trabajo}} \quad (1.55)$$

es decir :

$$\eta_{bc} = \frac{q_{\text{condensador}}}{\dot{W}_{\text{neto}}} \quad (1.56)$$

Sustituyendo las ecuaciones 1.51 y 1.54 en la ecuación anterior y realizando las simplificaciones pertinentes, se tiene que :

$$\eta_{bc} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad (1.57)$$

La ecuación 1.57 nos muestra que la eficiencia de una bomba de calor es siempre mayor que la unidad, lo que habla de un alto rendimiento energético.

Generalmente, a la eficiencia de una bomba de calor se le conoce comúnmente con el nombre de "coeficiente de rendimiento" & C.O.P. (del inglés: "coefficient of performance"). Esto se debe a que el término eficiencia se utiliza para denominar al cociente de salidas contra entradas a un sistema y, en el caso de la bomba de calor, se tiene una entrada de calor al sistema (etapa bc: Expansión Isotérmica) que no se toma en cuenta para la evaluación del rendimiento. No obstante, los conceptos de "eficiencia" y de "C.O.P." son muy similares.

1.6.3- Desviaciones de la Idealidad

Al tratar de llevar a la práctica el ciclo de Carnot (inverso o directo) se verifican una serie de problemas que hacen de éste un ciclo prácticamente no viable. Por ejemplo, si se va a utilizar una bomba de calor para calentar una habitación durante el invierno, la temperatura del foco caliente estará determinada por la temperatura de confort deseada, que en este caso se supondrá de 25°C . Para poder lograr esto, se necesitará tomar calor del exterior (foco frío) que se encuentra a 0°C . Las dos temperaturas se intercambian de calor estarán entonces especificadas por las condiciones de operación.

Ahora bien, para poder mantener la temperatura de la habitación constante, el fluido de trabajo deberá encontrarse a una temperatura mayor que 25°C para poder transferir calor hacia la habitación, mientras que, debido a que la temperatura del exterior no varía, el fluido de trabajo deberá tener una temperatura menor a 0°C para poder tomar calor del medio ambiente.

El ciclo resultante se muestra en la siguiente figura. Las líneas punteadas muestran las temperaturas de la habitación y ambiental.

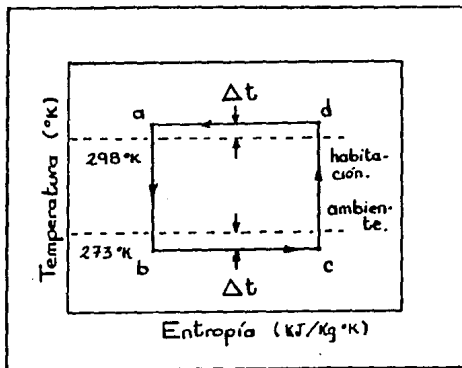


Fig 1.11 Requerimientos de Temperatura impuestos sobre un ciclo inverso de Carnot.

Este ciclo no puede ser considerado como un ciclo de Carnot porque todos los procesos involucrados en el ciclo de Carnot son reversibles, en tanto que, las transferencias de calor con diferencias de temperatura son procesos irreversibles. El ciclo mostrado es, por tanto, únicamente un "ciclo rectangular" dentro del plano T-S.

Por otra parte, ya que el ciclo de Carnot (inverso o directo) es el más eficiente posible, todo intento por reproducirlo con equipo real está justificado. Está claro que los procesos reversibles no pueden ser viables, pero al menos puede intentarse mantener la forma rectangular del ciclo.

Si un gas es utilizado como fluido de trabajo, se obtiene un ciclo como el de la figura 1-12 , en donde los procesos "bc" y "da" son, respectivamente, procesos de calentamiento y de enfriamiento a presión constante. El ciclo descrito difiere del de Carnot, operando entre las mismas dos temperaturas, en la adición de las áreas "x" y "y".

En el punto "a", la temperatura del gas debe ser menor a la ambiental para que, mientras el gas recibe calor durante el proceso isobárico, su temperatura no sobrepase la del medio ambiente. Por razones similares, la temperatura del foco caliente deberá estar situada por encima de la temperatura a la que se desea mantener la habitación.

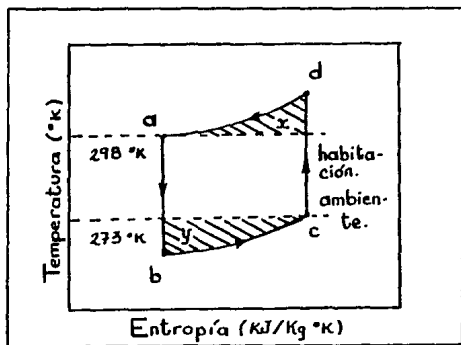


Fig. 1-12 Ciclo inverso de Carnot con un gas como fluido de trabajo.

El efecto de las áreas "x" y "y" sobre el ciclo de Carnot es el de aumentar el trabajo neto requerido para operar el aparato, lo cual disminuye el coeficiente de rendimiento (C.O.P.).

Una manera de eliminar estas áreas es utilizar un fluido de trabajo que condense durante la etapa "de" y que se evapore a lo largo de la etapa "bc", así se mantienen los procesos "bc" y "da" sobre una línea recta. Tal fluido de trabajo deberá entonces operar entre los estados líquido y vapor saturado dentro de la campana de cambio de fase. El diagrama del ciclo descrito es el mostrado en la figura 1-10.

Habiendo llegado a este punto, aún resta analizar la factibilidad de construcción de un aparato o sistema que siga el ciclo de la figura 1-10.

Los procesos de cambio de fase no representan ningún problema práctico, pueden llevarse a cabo mediante intercambiadores de calor diseñados para operar dentro de las condiciones que se deseen. El proceso de compresión ("cd") ocurre completamente dentro de la región de dos fases con gotitas de líquido presentes durante la operación. Las gotitas de líquido son un elemento no deseado en la operación de un compresor por varias razones. Una razón es que, si se desea utilizar un compresor recíprocante, las gotitas de líquido pueden quedar atrapadas por el pistón ascendente en la cabeza del cilindro, dañando éste ó alguna de las válvulas. Aunque el punto "d" indica que se trata de un vapor saturado sin líquido presente, esto no aplica en la realidad. Durante la compresión, las gotitas de líquido son vaporizadas por un proceso interno de transferencia de calor que requiere de un cierto tiempo para realizarse. Los compresores con altas velocidades de compresión son especialmente vulnerables a daños por la presencia de líquido debido al poco tiempo disponible para la transferencia de calor. Al final de la compresión, el punto "d" representa tan solo las condiciones promedio de una mezcla de vapor sobrecalentado y líquido. Otro posible problema debido a la presencia de líquido en el compresor es que las gotitas pueden remover el aceite lubricante de las paredes del cilindro, acelerando el desgaste por fricción y disminuyendo el tiempo de vida útil de la unidad.

Debido a todas las desventajas mencionadas, se prefiere que el proceso de compresión tenga lugar fuera de la campana de dos fases en la

región de vapor sobrecalentado. El fluido de trabajo entra al compresor como vapor saturado y sale como vapor sobrecalentado. La compresión de un vapor seco da como resultado un vapor sobrecalentado a una temperatura mayor que la de condensación de la etapa "da". Esto implica un aumento en el trabajo requerido para operar el ciclo, pero este gasto adicional de energía se ve ampliamente recompensado por las ventajas que representa la compresión de un vapor seco.

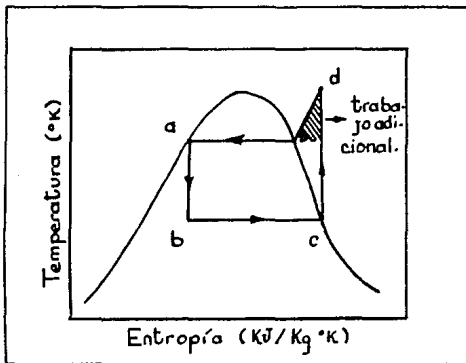


Fig. 1-13 Ciclo de Carnot inverso con corrección debida a la utilización de un compresor real.

Solamente falta analizar el proceso de expansión ("ab"). Existen tres razones por las cuales la utilización de un expansor o turbina no es la mejor opción para reducir la presión del fluido de trabajo. La primera es que el trabajo que produce es solo una pequeña fracción del requerido para operar el compresor, así que, no representa un aporte útil de energía. La segunda razón es que un expansor presenta dificultades técnicas importantes cuando se utiliza un fluido en dos fases para moverlo. Finalmente, el tercer factor es de índole económico debido al alto precio de estos equipos.

En lugar del expansor o turbinas se prefiere utilizar algún dispositivo de estrangulación tal como una válvula isentálpica. Aunque el coeficiente de rendimiento disminuye por la introducción de este proceso altamente irreversible, el menor costo, la fiabilidad y simplicidad ganadas compensan sobradamente el pequeño aumento de trabajo.

Después de todas estas consideraciones, el ciclo resultante es conocido como "ciclo de compresión de vapor estándar". Este ciclo se encuentra representado en un diagrama Temperatura-Entropía y en un diagrama Presión-Entalpía en la siguiente figura:

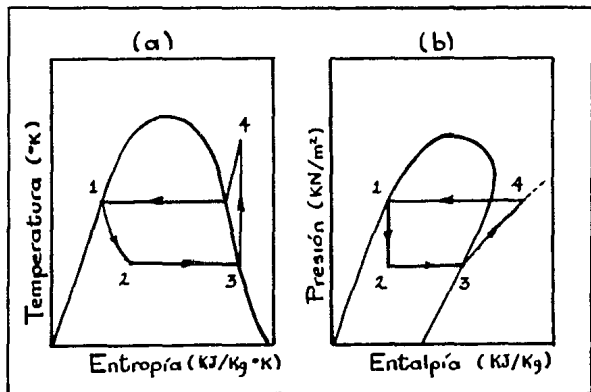


Fig. 1.14 Ciclo de compresión de vapor estándar en un diagrama a) Temperatura-Entropía b) Presión-Entalpía

El ciclo de compresión de vapor estándar no es un ciclo totalmente pegado a la realidad, aún faltan algunas consideraciones prácticas que deben ser tomadas en cuenta.

El ciclo real de compresión de vapor comprende algunos cambios que intencionalmente o inevitablemente ocurren. Estos cambios son :

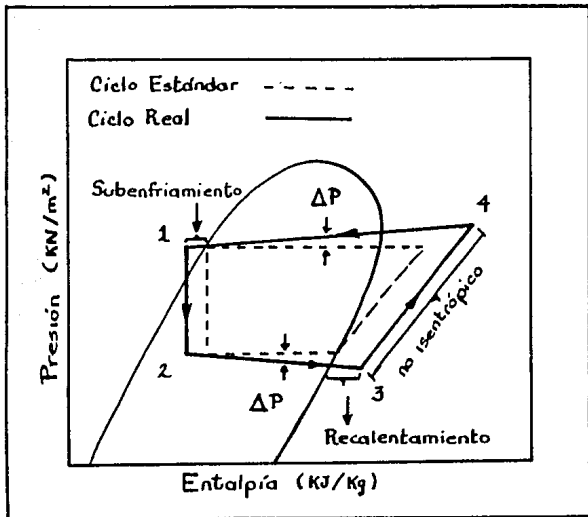


Fig. 1-15 Diagrama comparativo entre un ciclo por compresión de vapor estándar y uno real.

- 1) El vapor que sale del evaporador está ligeramente recalentado. Esto hace posible un control automático de la válvula de expansión y también aumenta el rendimiento del compresor.
- 2) El proceso de compresión no es adiabático ni reversible. La mayoría de los compresores utilizados en ciclos por compresión de vapor funcionan muy por encima de la temperatura ambiente, por lo tanto, existe una transferencia de calor entre el compresor y el entorno. Aunadas a estas pérdidas caloríficas, se presentan también pérdidas por rozamiento causadas por el paso del fluido de trabajo a través de la tubería, aspiración y descarga del compresor.

- 3) El líquido que sale del condensador está ligeramente subenfriado, es decir, por debajo de la temperatura de saturación correspondiente a su presión. Esto mejora el coeficiente de rendimiento y reduce la posibilidad de formación de vapor en la tubería que lleva a la válvula de expansión.
- 4) Debido a la fricción, existirá una ligera caída de presión entre la descarga del compresor y la entrada a la válvula de expansión y entre la salida de la válvula de expansión y la aspiración del compresor.
- 5) Puede haber una pequeña aportación de calor no deseada procedente del ambiente a todas las partes del circuito que funcionan por debajo de la temperatura ambiente.

Estos aspectos se encuentran esquematizados en la figura 1.15, en donde se han exagerado los efectos de las caídas de presión para su mejor visualización.

1.6.4. Diferentes Tipos de Bombas de Calor

Las bombas de calor o termobombas se clasifican en función del tipo de fuente de suministro de energía al sistema. Así pues, tenemos tres tipos principales :

- 1) Bomba de calor mecánica.
- 2) Bomba de calor por absorción.
- 3) Bomba de calor termoeléctrica.

A continuación hablaré de cada una de ellas por separado.

- Bomba de calor mecánica

Este tipo de dispositivo es el que se ha venido describiendo a lo largo de este capítulo por ser éste el objeto de análisis del presente trabajo. El ciclo de funcionamiento de una bomba de calor mecánica se conoce comúnmente como "ciclo de compresión de vapor".

El calificativo "mecánica" se refiere a que la energía es suminis-

trada al aparato en forma de trabajo mecánico realizado por un compresor.

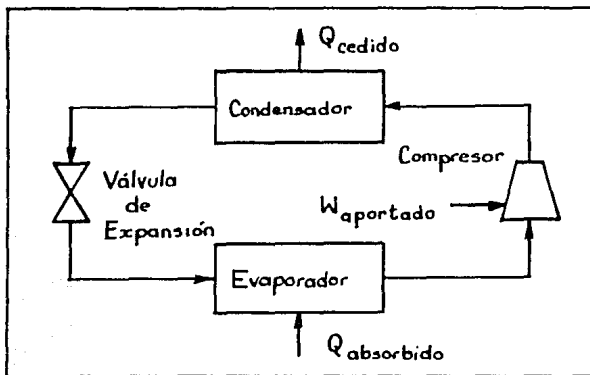


Fig. 1.16 Ciclo de compresión de vapor.

El ciclo de compresión de vapor mostrado en la figura 1.16 consta de dos intercambiadores de calor, a saber, un condensador y un evaporador, en circuito con una válvula de expansión y un compresor. El tipo de fluido de trabajo utilizado depende de las condiciones de operación deseadas (presión y temperatura).

Existen dos zonas de presión en el circuito:

- la región de alta presión, que va de la salida del compresor hasta la entrada a la válvula de expansión.
- la región de baja presión, que va de la salida de la válvula de expansión hasta la entrada del compresor.

En la región de baja presión se encuentra el foco de baja temperatura. Aquí, el fluido de trabajo es evaporado tomando calor de los alrededores. Los alrededores pueden ser una habitación o armario cerrado que se desee mantener a baja temperatura, o bien, tratándose de algún proceso industrial, éstos pueden ser alguna corriente de producto

e desecho a ser enfriada.

Posteriormente, el vapor es comprimido elevándose así su presión y temperatura. En la sección de alta presión el vapor es condensado cediendo calor a los alrededores, los cuales se calientan debido a este proceso. El fluido de trabajo condensado regresa a la región de baja presión pasado a través de la válvula de expansión completando así el ciclo.

En su forma más simple, el compresor será operado por un motor eléctrico. Es posible tener un arreglo un poco más complejo, en donde parte del calor cedido sea utilizado para vaporizar algún fluido de trabajo que sirva para mover una turbina, que a su vez moverá al compresor.

La diferencia de temperaturas con la cual trabajará la bomba de calor está delimitada por el diseño del compresor y el fluido de trabajo.

- Bomba de calor por absorción

En este caso, la fuente de suministro de energía al sistema es calor a alta temperatura. Puede decirse que, la bomba de calor por absorción es similar a la mecánica salvo por que en la primera, el vapor es llevado de la región de baja presión a la de alta presión absorbido en un líquido.

Existen un sin número de combinaciones posibles de fluidos susceptibles de utilizarse en una bomba de calor por absorción. Algunos ejemplos de ello son: diclorometano - éter dimetílico, diclorometano - tetraetilenglicol, agua - solución de bromuro de litio, agua - solución de cloruro de litio, amoníaco - agua. Siendo el primer compuesto el fluido de trabajo y el segundo, el absorbente.

Utilizaremos como ejemplo la combinación amoníaco - agua para explicar el ciclo de absorción, esquematizado en la figura 1.17.

En la región de baja presión, el amoníaco líquido se evapora tomando calor de los alrededores (Q_1). El vapor de amoníaco es altamente soluble en agua, por lo que es absorbido por ésta en el absorbente. El proceso de absorción libera calor de solución y calor de condensación del amoníaco absorbido, ambos contenidos en el valor de Q_2 .

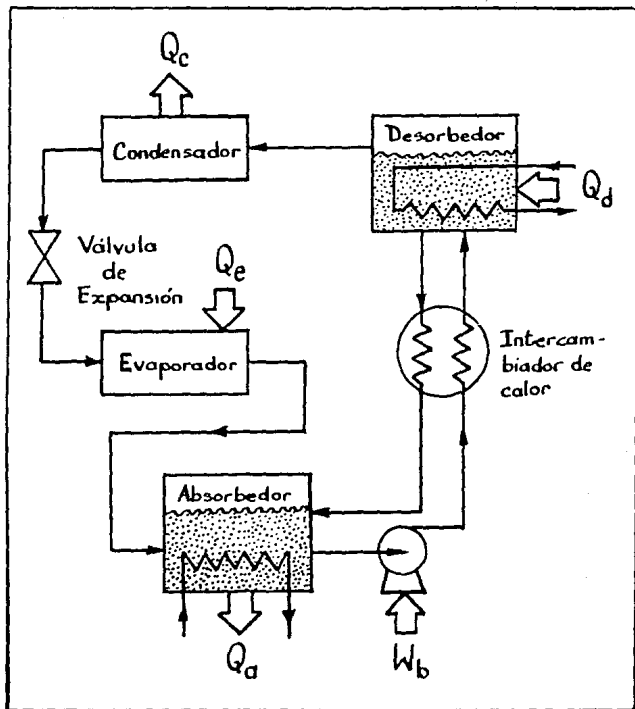


Fig. 1-17 Bomba de calor por absorción.

Como se muestra en la figura, este calor (Q_a) puede ser utilizado para calentar alguna corriente de proceso, o bien, ser removido por agua de enfriamiento.

El agua, rica en amoníaco, es bombeada a la región de alta presión,

recibiendo calor (Q_d) en el desorbedor para liberar al amoníaco de la solución en forma de vapor. Es en el desorbedor, en donde se lleva a cabo el aporte de energía calorífica al sistema, lo que hace posible llevar el calor desde la fuente de baja temperatura a la fuente caliente.

El vapor de amoníaco recuperado pasa al condensador licuándose, aportando así calor a los alrededores (Q_c). El amoníaco condensado pasa a través de la válvula de expansión, retornando a la región de baja presión para volver a comenzar el ciclo.

El agua también es reciclada a la región de baja presión, regresando del desorbedor al absorbedor para volver a absorber amoníaco y repetir entonces su ciclo de operación.

Las corrientes de salida del absorbedor y de agua reciclada del desorbedor, atraviesan un intercambiador de calor cuyo propósito es el de enfriar la corriente de agua y calentar la solución de amoníaco - agua. Esto reduce la cantidad de calor que debe aportarse en el desorbedor y disminuye el valor de Q_d en el absorbedor.

Generalmente se utiliza vapor a alta temperatura como fuente de calor en el desorbedor ya que, se encuentra comúnmente disponible en las plantas industriales e instalaciones comerciales.

Las aportaciones energéticas en este dispositivo están dadas por el calor cedido al sistema en el desorbedor (Q_d) y el trabajo requerido para bombear la solución de amoníaco (W_p), siendo este último mucho menor que el primero. Aunque el requisito de potencia de la bomba es muy pequeño, su presencia en el ciclo ocasiona problemas de mantenimiento debido a sus partes móviles. Es por esto que, en algunos sistemas, se ha eliminado la bomba por medio de la utilización de un gas inerte de baja densidad, tal como el hidrógeno, mezclado con el fluido de trabajo.

Este sistema fue desarrollado en Suecia por Carla Munter y Baltzer von Platow. La circulación ocurre en virtud de diferencias en la densidad de los fluidos y la evaporación del refrigerante tiene lugar en presencia del tercer componente del sistema (hidrógeno).

La figura 1.18 muestra un sistema de este tipo para un arreglo en donde se utilizan : amoníaco como fluido de trabajo, agua como absorbente e hidrógeno como tercer componente.

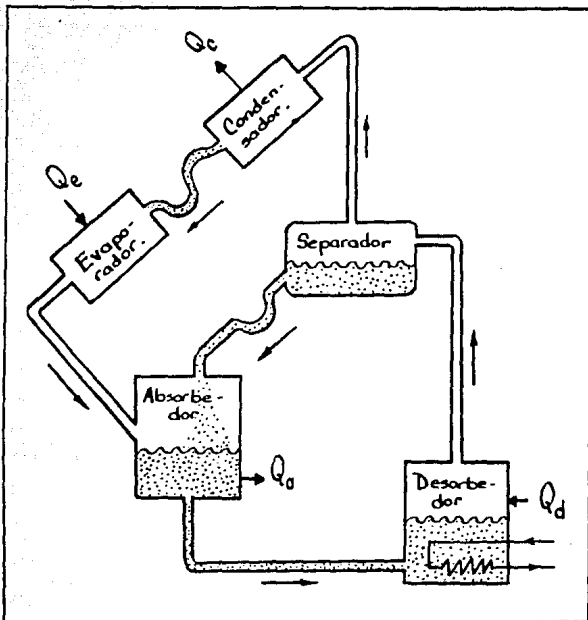


Fig. 1-18 Bomba de calor por absorción sin partes móviles.

El desorbedor recibe calor (Q_d) liberando así al amoníaco de la solución. La salida del desorbedor ha sido diseñada de tal manera que el vapor de amoníaco arrastre gotitas de líquido al separador.

Del separador, la corriente de vapor viaja al condensador mientras que la corriente de líquido va al absorbedor. El amoníaco líquido que sale del condensador fluye corriente abajo hacia el evaporador, en donde recibe calor (Q_e) y se vaporiza. En el absorbedor, el vapor

es absorbido por la solución de amoníaco-agua procedente del separador. La mezcla fluye entonces de regreso al desorbedor para reiniciar el ciclo.

El hidrógeno se encuentra presente en el evaporador y en el absorbedor junto con el amoníaco y el agua. La finalidad del hidrógeno es ejercer una presión parcial que, en combinación con la presión parcial del amoníaco, resulta en una presión total que iguala la presión amoníaco-agua en el condensador y en el desorbedor.

El amoníaco líquido en el evaporador puede vaporizarse a una temperatura baja ya que su presión parcial no es muy alta debido a la presencia del hidrógeno. En el condensador, donde no hay hidrógeno presente, la condensación se lleva a cabo a una temperatura suficientemente alta como para entregar calor a los alrededores. La presión total del sistema es casi la misma en todos los puntos.

El vapor que sale del desorbedor sirve como transporte de líquido, el cual al ser arrastrado al separador, se coloca a una altura tal que hace posible la circulación del líquido por gravedad.

Las uniones de tubería en forma de "U" permiten mantener un sello de líquido a la salida del separador y del condensador para evitar que el hidrógeno escape al otro lado del sistema.

- Bomba de calor termoeléctrica

La bomba de calor termoeléctrica está basada en el efecto Peltier, llamado así en honor a su descubridor, el relojero francés Jean Charles Athamase Peltier (1785-1845). Este dispositivo utiliza energía eléctrica como fuente de suministro. A diferencia de los tipos anteriormente descritos, este aparato no utiliza un fluido como sustancia operante sino que, el ciclo es llevado a cabo por un flujo de electrones (corriente eléctrica).

El efecto Peltier consiste en conectar dos metales diferentes (A y B), como se muestra en la figura 1-19 , y someterlos a la acción de una fuerza electromotriz (fem). El resultado de este arreglo es que, una de las uniones o soldaduras se calienta, mientras que la otra se enfría.

Si se invierte el sentido de la corriente, las temperaturas relativas de las juntas se invierten, sin embargo, el efecto neto sobre los alrededores no se altera. Dicho efecto es el de absorber energía (calor) de los alrededores en la fuente de baja temperatura a T_1 y cederla en la fuente de alta temperatura a T_2 .

Los materiales semiconductores han resultado ser los más recomendables para este tipo de aparatos.

En comparación con otros sistemas, este tipo de dispositivos presentan ciertas ventajas como la ausencia de partes móviles, factibilidad de control de gran precisión y un equipo compacto. No obstante, su principal desventaja es su mayor costo energético y menor rendimiento.

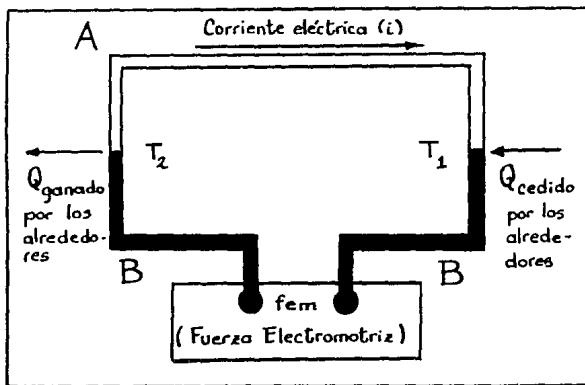


Fig. 1.19 Bomba de calor termoeléctrica.

1.6.5. Refrigeración

A través de la exposición que se ha venido realizando sobre las bombas de calor puede notarse que, en toda bomba de calor existe un foco de baja temperatura por medio del cual, los alrededores se mantienen fríos.

Este efecto se da "siempre" paralelamente al de bomba de calor y recibe el nombre de "refrigeración". De hecho, todos los dispositivos descritos anteriormente en esta sección también pueden considerarse como refrigeradores ya que, el efecto de refrigeración se encuentra presente en ellos.

De la misma forma en que se definió una bomba de calor, puede decirse un refrigerador como :

"Máquina térmica cuya función principal es extraer calor de una región a baja temperatura, generalmente por debajo de la temperatura ambiente, llevándolo a una región de alta temperatura con un consiguiente consumo de energía. "

Nótese que la frase "cuya función principal es" enfatiza las palabras "extraer calor" en el caso del refrigerador y "transferir calor" en el caso de la bomba de calor. Esto significa que, para un ciclo inverso de Carnot, el efecto de bomba de calor se da en el foco de alta temperatura, en el cual se transfiere calor a los alrededores y el efecto de refrigerador tiene lugar en el foco de baja temperatura en donde se extrae calor de los alrededores.

De estas definiciones puede inferirse que la eficiencia o coeficiente de rendimiento de un refrigerador es diferente al de una bomba de calor (ecuación 1.55) e igual a :

$$\eta_r = \frac{\text{Calor absorbido a baja temperatura}}{\text{Aportación de trabajo}} \quad (1.58)$$

Para la máquina descrita en la figura 1.10 está ecuación puede expresarse como :

$$\eta_r = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{W_{\text{neto}}} \quad (1.59)$$

o bien :

$$\eta_r = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad (T_2 > T_1) \quad (1.60)$$

Aquí cabe notar que, la eficiencia de un refrigerador, al igual que la de una bomba de calor, será siempre mayor a la unidad.

Ahora la pregunta es: ¿ existe alguna relación entre el coeficiente de rendimiento de una bomba de calor y el de un refrigerador ?. Para contestar a esta pregunta, consideraré el ciclo de vapor mostrado en la siguiente figura :

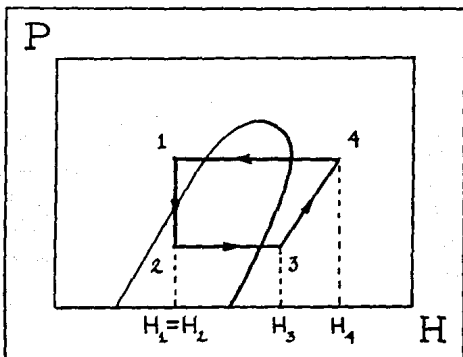


Fig. 1.20 Ciclo utilizado para deducir la relación entre el C.O.P. de una bomba de calor y el de un refrigerador.

Ya que los coeficientes de rendimiento han sido definidos por el calor entregado a alta temperatura (proceso 4-1), para una bomba de calor y, por el calor absorbido a baja temperatura (proceso 2-3), para un refrigerador, ambos con respecto al trabajo aportado al ciclo (proceso 3-4), sus ecuaciones estarán definidas para el ciclo mostrado por :

$$\text{C.O.P.}_{\text{bca}} = \frac{H_4 - H_1}{H_4 - H_3}$$

(1.61)

$$\boxed{\text{C.O.P.}_r = \frac{H_3 - H_2}{H_4 - H_3}} \quad (1.62)$$

Puede observarse que, si se suma una unidad al C.O.P._r se obtiene el C.O.P._{mc}, es decir :

$$\text{C.O.P.}_r + 1 = \frac{(H_3 - H_2) + (H_4 - H_3)}{H_4 - H_3} \quad (1.63)$$

$$\text{C.O.P.}_r + 1 = \frac{H_4 - H_2}{H_4 - H_3} \quad (1.64)$$

pero como $H_2 = H_1$:

$$\text{C.O.P.}_r + 1 = \frac{H_4 - H_1}{H_4 - H_3} \quad (1.65)$$

de donde :

$$\boxed{\text{C.O.P.}_{mc} = \text{C.O.P.}_r + 1} \quad (1.66)$$

Esto es cierto para la condición teórica, sin embargo, en un dispositivo real esta relación no se cumple. En la obtención de la ecuación 1.66 se utilizó la potencia teórica de un compresor ideal (diferencia de entalpías), que no toma en cuenta las pérdidas por fricción o disipación de calor al ambiente que sufre un compresor real, además de que también pueden existir pérdidas térmicas en el sistema. Estos factores ocasionan que la ecuación 1.66 no sea válida para las condiciones reales de operación.

Por otra parte, aunque ambos efectos, el de bomba de calor y el de refrigerador, pueden obtenerse con un solo aparato, se ha dado una mayor importancia al efecto de refrigeración. Esto se debe a las numerosas aplicaciones comerciales, industriales y domésticas que un proceso de refrigeración supone. Debido a esto, el fluido de trabajo utili-

zado en este tipo de máquinas térmica ha sido comúnmente denominado "refrigerante".

- Selección del refrigerante

Teóricamente, la eficiencia del ciclo de Carnot inverso es independiente de las propiedades de la sustancia utilizada, sin embargo, en la realidad las características del fluido de trabajo tienen una gran importancia económica, técnica y de seguridad. Además, el tipo de sustancia seleccionada fija un rango de temperaturas de operación, las cuales, afectan el valor del coeficiente de rendimiento del aparato.

Es por todo lo anterior que, la selección del refrigerante debe realizarse cuidadosamente. Algunas de las características deseables en un fluido refrigerante son :

- a) Los refrigerantes deben ser preferentemente no tóxicos para evitar accidentes en caso de fugas.
- b) Se desea que tengan un bajo costo inicial y de mantenimiento.
- c) Fácil disponibilidad en el mercado (en caso de que el sistema necesite ser recargado).
- d) No inflamable ni corrosivo.
- e) La temperatura de solidificación del refrigerante deberá ser mucho más baja que cualquier temperatura utilizada en el ciclo.
- f) El refrigerante deberá ser una sustancia inerte a cualquier material con el cual tenga contacto dentro del ciclo.
- g) Es deseable que tenga una buena conductividad térmica para lograr una rápida transferencia de calor y baja viscosidad para facilitar su flujo.
- h) El refrigerante deberá tener una presión y una temperatura críticas elevadas.
- i) Se prefiere que tenga un elevado calor latente a la temperatura del evaporador y un bajo volumen específico. En el caso de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el tipo y tamaño del compresor dependen de estas dos características. Si el calor laten

te es alto, se tiene un alto efecto refrigerante por unidad de masa de fluido de trabajo y, si además se tiene un volumen específico bajo, el volumen de refrigerante a ser utilizado en el ciclo y, por ende, el tamaño del compresor y de las tuberías serán pequeños.

j) En lo referente a las presiones de condensación y evaporación del refrigerante, son deseables las siguientes características :

- La presión de vapor a la temperatura del condensador no debe ser muy alta por los altos costos de inversión y de operación que esto representa.
- La presión de saturación a la temperatura del evaporador debe ser mayor que la presión atmosférica para evitar fugas de aire hacia el sistema.
- La relación : $\frac{\text{Presión en el condensador}}{\text{Presión en el evaporador}}$ debe ser pequeña debido al efecto de este cociente sobre la cantidad de trabajo requerida para la compresión.

Los refrigerantes han sido numerados y clasificados en distintos grupos por la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) bajo el estándar 34-67, el cual ha sido adoptado por el "American National Standards Institute" como el estándar ANSI B79-67.

Los grupos de refrigerantes más importantes son los de haluros de carbono, azeótropos, hidrocarburos, compuestos inorgánicos y compuestos orgánicos no saturados. Ejemplos de ellos son, respectivamente : diclorodifluorometano (R-12), una mezcla de 73.8 % de diclorodifluorometano y 26.2 % de difluoroetano (R-500), propano (R-290), amoníaco (R-717) y etileno (R-1150). El número entre paréntesis corresponde a su denominación ASHARE.

No existe algo como "el mejor refrigerante" ya que, diferentes aplicaciones requieren diferentes características. Unos cuantos refrigerantes gozan de mayor popularidad que otros y algunos que fueron muy populares en el pasado como el SO_2 y el CH_2Cl han sido reemplazados por otros más eficientes. La búsqueda de refrigerantes cada vez mejores continúa.

1.6.6. Aplicaciones Prácticas de la Bomba de Calor

Una de las aplicaciones comerciales de esta máquina térmica es un ingenioso aparato que aprovecha el doble efecto (refrigeración y bomba de calor) de este tipo de dispositivos, utilizándose como aire acondicionado en verano y como calefacción en invierno.

Una parte del aparato se encuentra en contacto con el aire exterior de la casa o edificio mientras que, la otra se encuentra en contacto con el aire del interior. Un aparato de este tipo se muestra en la figura siguiente :

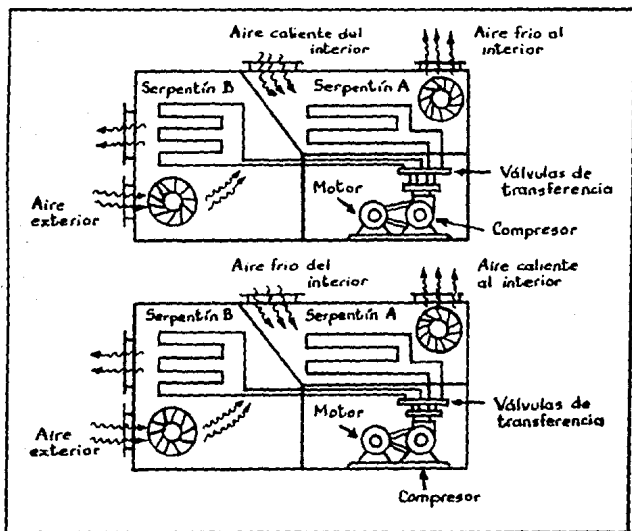


Fig. 1.21 Bomba de calor para calentamiento o enfriamiento de interiores.

(Dibujo tomado del Virgil M. Paires, "Thermodynamics", cuarta edición)

Durante el verano, el serpentín B actúa como condensador recibiendo la descarga del compresor y calentando el aire del exterior mientras que, el serpentín A actúa como evaporador enfriando el aire de la habitación. La salida del serpentín A es recibida por la succión del compresor para regenerar el ciclo.

En el invierno se invierten los papeles y el serpentín A funciona como condensador recibiendo la descarga del compresor, calentando así el aire del interior. El serpentín B funciona entonces como evaporador, enfriando el aire exterior.

La inversión se logra mediante un sistema de válvulas de transferencia, instalado en el aparato, que cambia de un arreglo al otro utilizando un switch de control manual. Este sistema se muestra a continuación :

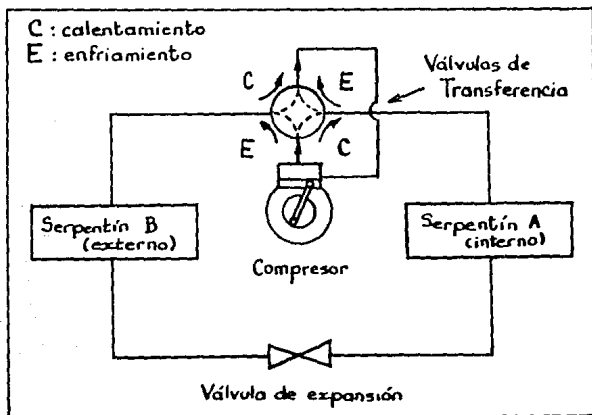


Fig. 1.22 Sistema de Válvulas de Transferencia instalado en una bomba de calor.

El refrigerante caliente sale del compresor y entra al sistema de válvulas de transferencia, el cual dirige el refrigerante al serpen-

fin adecuado. Si se desea utilizar el aparato para calentar una habitación, el refrigerante que sale del compresor es encauzado hacia el serpentín A en donde se condensa, después pasa a través de la válvula de expansión y en seguida es evaporado en el serpentín B, en el cual recibe calor del aire exterior. Del serpentín exterior (B), el refrigerante entra al sistema de válvulas de transferencia el cual, lo dirige ésta vez, a la succión del compresor para reiniciar el ciclo. Cambiando las válvulas, el sistema hace que el refrigerante circule en secuencia inversa a través de los serpentines, provocando que la habitación se enfríe.

Una sola válvula de expansión no es suficiente para regular el flujo de refrigerante en ambas direcciones. Se deben instalar dos válvulas de expansión en paralelo, cada una regulando el flujo en una sola dirección, con una válvula "check" en serie con cada una de ellas para permitir la operación de una sola válvula a la vez.

El aparato antes descrito es la aplicación práctica más comúnmente mencionada en los libros de texto universitarios, sin embargo, en estos libros casi no se hace mención de las aplicaciones industriales. Para que el lector se forme una idea de cuáles son algunas de las posibles aplicaciones industriales, comenzaré con un ejemplo particular para después hablar de una manera generalizada de éstas. Dicho ejemplo es un caso real (4).

La "Monarch Fine Foods" de Canada utiliza una bomba de calor en su proceso de producción de aceites comestibles para contrarrestar el desperdicio de energía calorífica. Un esquema simplificado del proceso se muestra en la figura 1.23 .

La corriente de enfriamiento del proceso cede energía calorífica al evaporador de la bomba de calor, la cual es utilizada en el condensador para calentar el agua de alimentación a la caldera. Inicialmente se utiliza un intercambiador de calor para aproximar las temperaturas de la corriente de enfriamiento y la corriente de alimentación a la caldera.

El costo de instalación es recuperado en pocos años (de dos a tres años) en virtud del ahorro de energía calorífica proporcionado por la bomba de calor.

Como se aprecia en el ejemplo anterior, se puede pensar en utili-

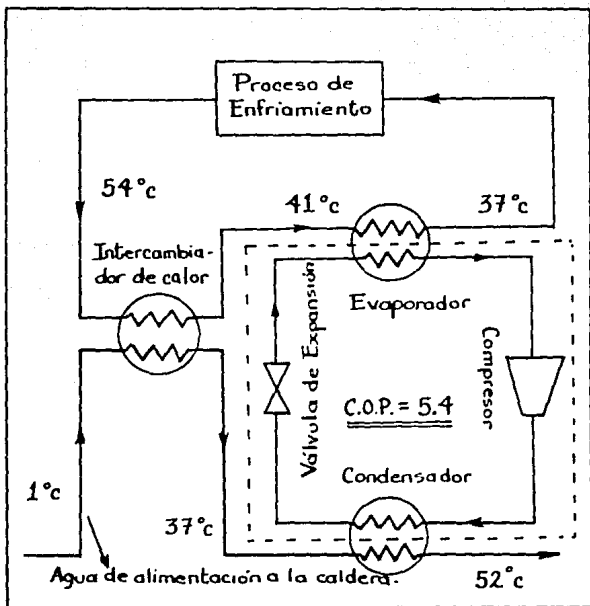


Fig. 1.23 Bomba de calor utilizada para recuperar energía calorífica por la "Monarch Fine Foods".

gar una bomba de calor cuando se desea recuperar energía calorífica de una corriente de proceso que necesite ser enfriada y cederlo a otra corriente a mayor temperatura que necesite ser calentada.

Un arreglo de este tipo es conocido por los ingenieros norteamericanos como "pinch technology" (tecnología de pinza o tenaza) ya que se unen dos corrientes de proceso en un lazo cerrado.

Se debe poner especial cuidado en este tipo de arreglos debido a que, si se unieran todos los flujos de energía del sistema mediante intercambiadores o bombas de calor, se estaría cerrando todo el sistema y como consecuencia, la falla de un solo componente podría provocar el paro de la planta completa. Aunque esta última observación es algo exagerada sirve para resaltar que, cuando se piensa en utilizar una bomba de calor para recuperar calor en un proceso, además del aspecto económico, deben contemplarse las posibles consecuencias en caso de que alguno de sus elementos fallara.

En la anterior exposición se puso de relieve la utilización de la bomba de calor como un dispositivo útil para la recuperación de calor en las plantas industriales. De una manera más general puede decirse que, la idea de utilizar una bomba de calor nace de la necesidad de enfriar algún proceso y calentar otro que se encuentre a una temperatura mayor.

Un ejemplo de esta aseveración es el proceso utilizado por la "Monjonnier Brothers Company" (5), ilustrado en la figura 1.24, en donde se muestra un arreglo tipo bomba de calor para concentrar jugos de fruta, leche o cualquier otra sustancia similar con bajo punto de ebullición que deba ser hervida.

El refrigerante que sale del compresor como vapor sobrecalentado entra al intercambiador de calor de flujo cruzado ("desuperheater") en donde una corriente de agua fría remueve todo su calor de sobrecalentamiento. Posteriormente, el vapor saturado se condensa, cediendo todo su calor latente para evaporar el producto. El refrigerante líquido fluye al tanque receptor y después a la válvula de expansión, llegando así al evaporador de refrigerante en donde absorbe calor del producto, condensándolo. El vapor regresa al compresor para completar el ciclo. Debe hacerse notar que, el calor adicionado al producto en el evaporador es recuperado por el refrigerante en el condensador.

Otros ejemplos prácticos en los cuales las bombas de calor han sido utilizadas de manera exitosa son : la esterilización de la leche, destilación de whisky y algunos procesos de secado de diversas sustancias como: cebada germinada, yeso, tejidos, madera, etc.

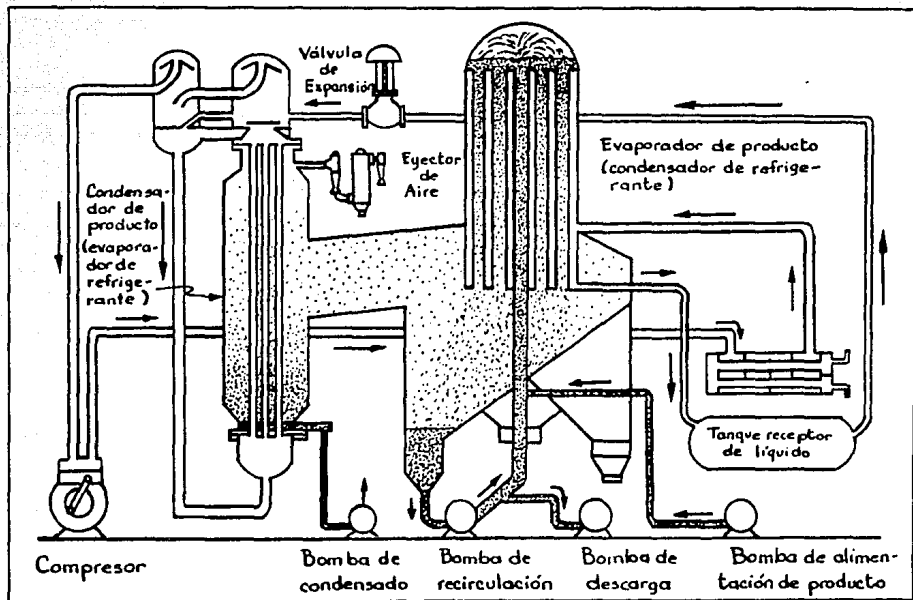


Fig. 1.24 Aplicación Industrial de la bomba de calor en la concentración de un producto.

Como ya mencioné anteriormente, el refrigerador y la bomba de calor son esencialmente el mismo aparato y solamente difieren en el efecto que se desee obtener: de enfriamiento o de calentamiento respectivamente.

A lo largo de este inciso no se ha hecho referencia a la aplicación de este tipo de dispositivos como refrigerador. Aunque el efecto refrigerante no es el enfoque principal del presente trabajo, no quisiera terminar esta exposición sin hacer mención, aunque solo sea de una manera superficial, de algunos de los usos de la refrigeración.

El efecto refrigerante encuentra aplicación en : la conservación de alimentos y bebidas, manufactura de hielo, tratamiento del acero, purificación de aceites lubricantes, manufactura de productos químicos que requiera de bajas temperaturas, acondicionamiento de aire, reacciones a baja temperatura, separación de hidrocarburos volátiles, licuefacción de gases y en los sistemas de propulsión de cohetes espaciales, entre otros. En resumen, donde quiera que se necesite mantener baja una temperatura (por debajo de la temperatura de los alrededores) se requerirá utilizar un proceso de refrigeración.

C A P I T U L O I I

II. DESCRIPCION DE UNA BOMBA DE CALOR MECANICA

El presente estudio gira alrededor de una bomba de calor marca P.A. Hilton Ltd. , número de serie: 5130637, instalada en el laboratorio de ingeniería química de la Universidad La Salle. Por lo cual, este equipo constituye el enfoque principal de este capítulo. Sin embargo, considero que una explicación de las características y necesidades de cada uno de los equipos que conforman el sistema bomba de calor, además de una visión general de las posibles fallas del aparato, son un buen complemento del tema.

2.1. Aspectos Generales

Cada uno de los cuatro componentes de un sistema de compresión de vapor - el compresor, el condensador, la válvula de expansión, el evaporador - tiene su particular manera de comportamiento. Al mismo tiempo, cada componente es influenciado por las condiciones impuestas por los demás miembros del cuarteto. Un cambio en la temperatura del agua de condensación puede, por ejemplo, provocar un cambio en la cantidad de refrigerante que bombea el compresor lo cual, a su vez, requerirá un reajuste de la válvula de expansión que podría afectar la presión en el evaporador.

Comenzaré este estudio analizando por separado los componentes del ciclo de compresión de vapor, su comportamiento como unidades individuales y finalmente explicaré cómo interactúan entre ellos para formar una unidad.

Los cuatro componentes del ciclo pueden encontrarse en diversos tipos y modelos sin que esto afecte de gran manera la teoría aquí desarrollada. En la descripción que aquí se hace, se explican preferentemente los tipos de equipos implementados en la unidad de laboratorio de la P.A. Hilton Ltd. tratando, sin embargo, de que la exposición sea lo más general posible.

2.1.1. Compresor

El corazón de un ciclo de compresión de vapor es el compresor. Los

tipos más comunes de compresores utilizados en éste ciclo son: reciprocante, rotatorio y centrífugo. El compresor reciprocante consiste en un pistón moviéndose dentro de un cilindro el cual, tiene unas válvulas de succión y descarga diseñadas para permitir el bombeo del fluido. Ambos compresores, el rotatorio y el centrífugo, tienen partes rotatorias, pero el compresor rotatorio es un aparato de desplazamiento positivo mientras que, el compresor centrífugo, como lo indica su nombre, opera gracias a la fuerza centrífuga. Estos dispositivos se muestran en la figura siguiente :

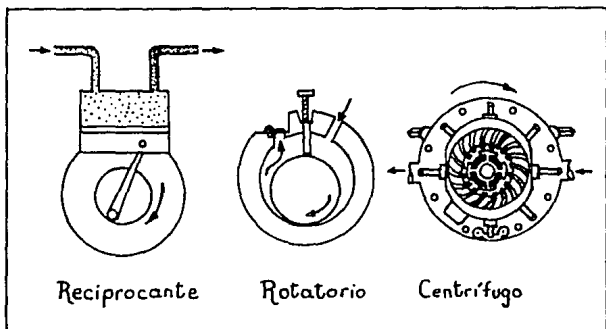


Fig. 2.1 Diferentes tipos de compresores.

Compresor Reciprocante

El caballo de trabajo de los sistemas de bomba de calor y refrigeración es el compresor reciprocante. Su funcionamiento se muestra en la figura 2.2 . Durante la succión, la carrera descendente del pistón "crea vacío" en el cilindro y la presión en la línea de succión abre la válvula de succión permitiendo la entrada al cilindro del fluido refrigerante de baja presión. La presión en la línea de descarga mantiene cerrada la válvula de descarga. Durante la etapa 2 (descarga),

la presión en el cilindro levanta la válvula de descarga y el fluido refrigerante de alta presión fluye a la línea de descarga. La presión en el cilindro mantiene la válvula de succión cerrada. La válvula de descarga deja salir al fluido refrigerante hasta que el pistón llega casi al final del cilindro, entonces el pistón se detiene e invierte su movimiento para continuar con su ciclo.

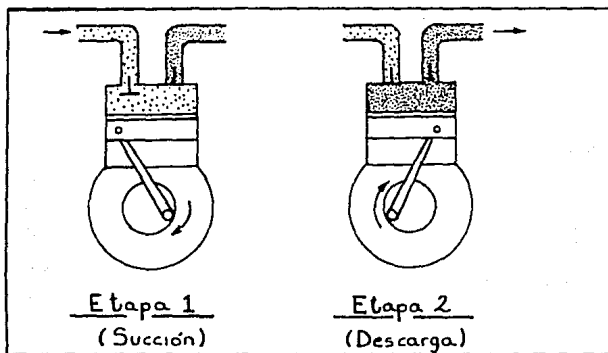


Fig. 2.2 Funcionamiento de un compresor recíprocante.

Eficiencia Volumétrica

En los compresores recíprocantes es necesario dejar una fracción del cilindro libre para asegurar que el pistón no golpee la cabeza del cilindro al final de su carrera y que exista un espacio suficiente para la colocación y operación de las válvulas de succión y descarga. El volumen del cilindro sobrante recibe el nombre de "volumen libre". El volumen libre (V_1) es el volumen mínimo que puede presentarse en la cámara de compresión. El volumen máximo (V_2) es el que se produce cuando el pistón se encuentra en el otro extremo del cilin

dro. Así que: $(V_m - V_1)$ corresponde al volumen teórico que debe barrer el pistón en cada etapa de compresión, sin embargo, el volumen barrido es menor al teórico debido a que, al final de la descarga una pequeña parte del vapor de alta presión queda atrapado en el volumen libre del cilindro y se expande ocupando una parte del volumen barrido durante la carrera de aspiración. Este vapor debe expandirse hasta un volumen determinado, al que llamaré V_c , antes de que la presión en el cilindro sea lo suficientemente baja como para permitir que abra la válvula de succión y deje entrar más vapor. Por lo que, $(V_m - V_c)$ representará el volumen de vapor de baja presión que entra al compresor a la presión de succión. La relación entre estas dos cantidades se conoce como "eficiencia volumétrica ideal" (η_{vi}):

$$\eta_{vi} = \left[\frac{V_m - V_c}{V_m - V_1} \right] \cdot 100 \quad (2.1)$$

Esta variable puede expresarse en función de los volúmenes específicos de vapor a la succión y a la descarga del compresor suponiendo que la expansión del vapor atrapado en el cilindro, desde V_1 hasta V_c , ocurre isentrópicamente.

$$\eta_{vi} = 100 - m \cdot \left[\frac{V_{succión}}{V_{descarga}} - 1 \right] \quad (2.2)$$

para la cual:

$$\text{Porcentaje de volumen libre} = m = \left[\frac{V_1}{V_m - V_1} \right] \cdot 100 \quad (2.3)$$

La ecuación 2.2 (eficiencia volumétrica "ideal") no toma en cuenta algunos efectos que suceden en la operación de un compresor real y que, junto con el vapor que queda atrapado en el cilindro después de la descarga, contribuyen a que disminuye la eficiencia volumétrica. Estos factores son:

- a) Fugas a lo largo del pistón y a través de las válvulas.
- b) Ocurre una caída de presión a través de las válvulas de succión y descarga ya que, debe existir una diferencia de presión entre el cilindro y la línea de succión o de descarga para poder abrir las válvulas y mantenerlas abiertas durante la aspiración o descarga.
- c) Se produce un aumento de temperatura en el vapor de baja presión cuando este es succionado y entra en contacto con el cilindro ya que, el compresor se encuentra más caliente que el vapor que entra.

La eficiencia volumétrica de un compresor real no puede ser calculada mediante las fórmulas 2.1 y 2.2 sino que, tiene que ser calculada a partir de datos experimentales y del desplazamiento del pistón reportado por el fabricante. Así pues, la "eficiencia volumétrica real" esta dada por la ecuación :

$$\eta_{vr} = \frac{\text{Flujo volumétrico de vapor que entra al compresor}}{\text{Desplazamiento volumétrico del pistón}} \quad (2.4)$$

El desplazamiento volumétrico del pistón se conoce también como : " índice de cilindrada ".

La diferencia entre la eficiencia volumétrica real y la ideal se acentúa a altos radios de presión (Presión de descarga / Presión de succión). Ambos valores son parámetros importantes para predecir el comportamiento de un compresor.

Características de un compresor

Dos de las características más importantes de un compresor son su capacidad y su requerimiento de potencia :

- 1) Capacidad : Se mide en función del efecto refrigerante, en el caso de un refrigerador, o, del efecto de bomba de calor en el caso de tratarse de una bomba de calor, que puede alcanzar el compresor. En otras palabras, representa

la cantidad de calor que puede ser removida en el evaporador (refrigeración) o cedida en el condensador (bomba de calor) por libra de refrigerante.

- 2) Potencia : Representa la proporción en la cual la energía es transformada en trabajo, es decir, es trabajo por unidad de tiempo.

Estas dos características son, en un compresor que opera a una velocidad constante, predominantemente controladas por las presiones de succión y descarga.

En la operación normal de un sistema de compresión de vapor, la presión de succión sufre más variaciones que la presión de descarga y tiene un efecto más pronunciado sobre la capacidad y la potencia requerida de un compresor.

El efecto de estas dos presiones se discutirá, en primera instancia, para un compresor ideal por simplicidad.

Funcionamiento de un compresor ideal

En un compresor ideal, la compresión del vapor y la reexpansión del vapor atrapado en el volumen libre se llevan a cabo isentrópicamente. La reexpansión del vapor atrapado es el único factor que se toma en cuenta para la evaluación de la eficiencia volumétrica de un compresor ideal (eficiencia volumétrica ideal).

La relación entre la eficiencia volumétrica ideal y la presión de succión puede observarse fácilmente en una gráfica. Para este efecto, he imaginado un compresor ideal cuyo fluido de trabajo es el refrigerante R-12 (diclorodifluorometano) y que cuenta con un porcentaje de volumen libre (α) de 4 % . La presión de descarga del compresor se ha supuesto constante e igual a 100 psia. Las eficiencias volumétricas han sido calculadas utilizando la ecuación 2.2 y los valores de los volúmenes específicos del vapor a la succión (vapor saturado) y a la descarga (vapor sobrecalentado) fueron leídos en un diagrama Presión - Entalpía del R-12. La gráfica obtenida se muestra en la figura 2.3 .

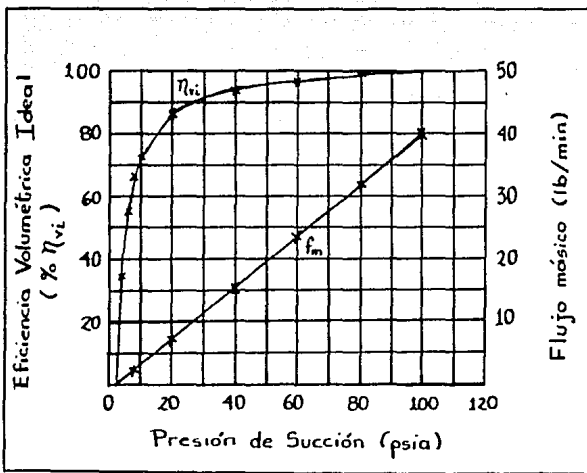


Fig. 2.3 Gráfica de η_{vi} vs. $P_{succión}$

Datos graficados

$P_{succión}$ (psia)	$\bar{v}_{succión}$ (ft ³ /lb)	$\bar{v}_{descarga}$ (ft ³ /lb)	η_{vi} (%)	flujo másico (lb/min)
2.545	13.00	0.50	00.00	00.0000
4	8.50	0.49	34.61	0.6515
6	5.85	0.48	55.25	1.5111
8	4.47	0.47	65.95	2.3606
10	3.63	0.46	72.43	3.1925
20	1.90	0.45	87.11	7.3355
40	0.98	0.44	95.09	15.5249
60	0.67	0.43	97.76	23.3456
80	0.50	0.42	99.24	31.7568
100	0.40	0.40	100.00	40.0000

Antes de seguir adelante quisiera advertir al lector que los datos graficados solo son aproximaciones de los datos reales debido a la imposibilidad de realizar una lectura "exacta" sobre una gráfica P-V. No obstante, la gráfica de la figura 2.3 es aceptable para fines didácticos.

Ahora bien, en la gráfica puede apreciarse que:

- 1) Existe un valor de la presión de succión para el cual, la eficiencia volumétrica ideal es cero. El significado físico de este fenómeno puede entenderse mejor si se utiliza un diagrama presión-volumen del comportamiento de un compresor ideal (Fig. 2.4).

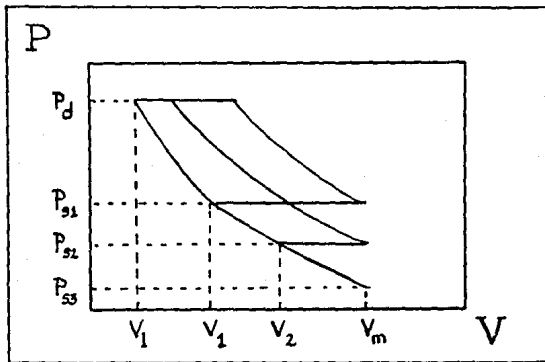


Fig. 2.4 Gráfica Presión-Volumen de un compresor ideal.

Como ya había sido establecido, V_1 y V_m corresponden al volumen libre (volumen mínimo en la cámara de compresión) y al volumen máximo. La presión de descarga está simbolizada por P_d .

Si se supone que la presión de succión es igual a P_{s1} , el vapor atrapado en el volumen libre deberá expandirse hasta el volumen V_1 antes de que la etapa de aspiración comience. Cuando la pre

sión de succión sea P_{S2} , el vapor atrapado se expandirá hasta V_2 y en el caso extremo de que la presión de succión decaiga a P_{S3} , el volumen al que deberá expandirse el vapor atrapado en el cilindro igualará al volumen máximo ($V_c = V_m$) y la eficiencia volumétrica ideal será igual a 0. En la figura 2.3, P_{S3} es igual a 2.545 psia.

- 2) Cuando la presión de succión iguala a la presión de descarga, la eficiencia volumétrica ideal es 100% ($\bar{v}_{\text{succión}} = \bar{v}_{\text{descarga}}$), es decir, $V_1 = V_c$.

El flujo másico de refrigerante (f_m) tiene un control más directo que el flujo volumétrico sobre la capacidad y la potencia de un compresor. Esta variable se encuentra expresada en función de la eficiencia volumétrica ideal y del volumen específico del vapor a la succión en la siguiente ecuación:

$$f_m = \left[\begin{array}{c} \text{desplazamiento volumétrico} \\ \text{del pistón} \end{array} \right] \left[\frac{\% \eta_{vi} / 100}{\bar{v}_{\text{succión}}} \right] \quad (2.5)$$

Utilizando la ecuación 2.5 y suponiendo un desplazamiento volumétrico del pistón de 16 ft³/min, el flujo másico puede ser calculado y graficado para los datos de la figura 2.3 (Ver figura).

Nótese que, a medida que la presión de succión decae, el volumen específico del vapor que entra al compresor aumenta y, conjuntamente con la eficiencia volumétrica ideal, disminuye el valor del flujo másico a bajas presiones de succión.

La potencia requerida por un compresor ideal es proporcional al flujo másico y al incremento de entalpía que sucede durante la compresión isentrópica. En forma matemática:

$$\text{Potencia (w)} = f_m (H_{\text{descarga}} - H_{\text{succión}}) \quad (2.6)$$

La figura 2.5 muestra la variación del ΔH y de la potencia con la presión de succión.

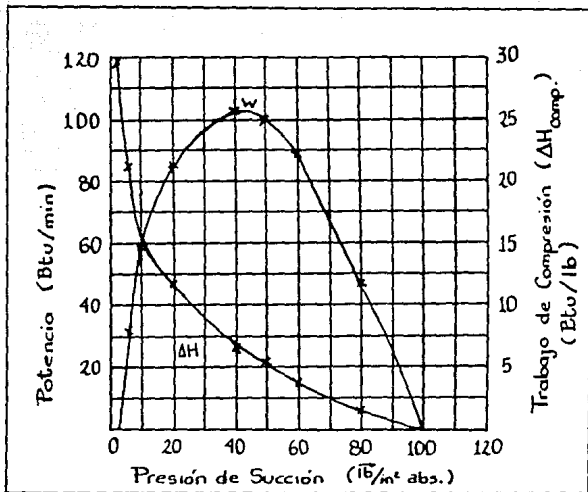


Fig. 2.5 Gráfica de "w" y " ΔH " vs. $P_{\text{succión}}$

Datos graficados

$P_{\text{succión}}$ (psia)	f_m (lb/min)	$H_{\text{succión}}$ (BTU/lb)	H_{descarga} (BTU/lb)	Potencia (BTU/min)	$\Delta H_{\text{comp.}}$ (BTU/lb)
2.545	00.0000	68.05	97.77	00.0000	29.72
6	1.5111	71.12	92.23	31.8993	21.11
10	3.1925	73.22	92.00	59.9551	18.78
20	7.3355	76.39	88.00	85.1651	11.61
40	15.5249	80.00	86.66	103.3958	6.66
50	19.3280	81.25	86.44	100.3123	5.19
60	23.3456	82.30	86.11	88.9467	3.81
80	31.7568	84.00	85.50	47.6352	1.50
100	40.0000	85.35	85.35	00.0000	00.00

El valor del ΔH_{comp} . (trabajo de compresión ideal) es alto a presiones de succión bajas e igual a cero cuando la presión de succión iguala la presión de descarga.

La curva de potencia (w) cruza en dos puntos con el eje horizontal, en el punto en donde la presión de succión iguala a la presión de descarga y en donde el flujo másico es nulo. Entre estos dos puntos, la curva presenta un punto máximo o pico.

La mayoría de los sistemas de refrigeración operan del lado izquierdo de la curva, así que, al arrancar el aparato, el sistema deberá atravesar el pico de potencia (valor máximo) para llegar al otro lado de la curva. Esto se debe a que, la temperatura del refrigerante en el evaporador es "alta" al arranque (en comparación con la temperatura de operación) y, por lo tanto, su presión es alta (presión de succión). El pico de potencia puede requerir de mayor potencia que la que el motor del compresor, el cual es seleccionado para las condiciones de diseño, es capaz de suministrar. Algunas veces los motores tienen que ser sobredimensionados para poder atravesar el pico de potencia. Para evitar un sobredimensionamiento del motor, algunas veces se reduce artificialmente la presión de succión cortando el paso del vapor a la succión hasta que la presión en el evaporador caiga por debajo del pico de potencia.

La capacidad es otro factor importante a considerar en la operación de un compresor. Como ya se dijo antes, la capacidad se expresa en unidades de calor transferido en el evaporador (refrigerador) o, en el condensador (bomba de calor), por libra de refrigerante. Todo depende del efecto para el cual se diseñe el equipo. Las líneas de capacidad para ambos efectos se encuentran graficadas en la figura 2.6 para el mismo ejemplo utilizado en las gráficas anteriores.

El efecto refrigerante se calcula restando la entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador de su entalpía a la salida ($H_g - H_o$)_{evap}, el efecto de bomba de calor se calcula de forma similar obteniendo el ΔH en el condensador ($H_g - H_o$)_{cond}.

En la gráfica puede observarse que el efecto refrigerante se incrementa ligeramente cuando la presión de succión aumenta, a condición

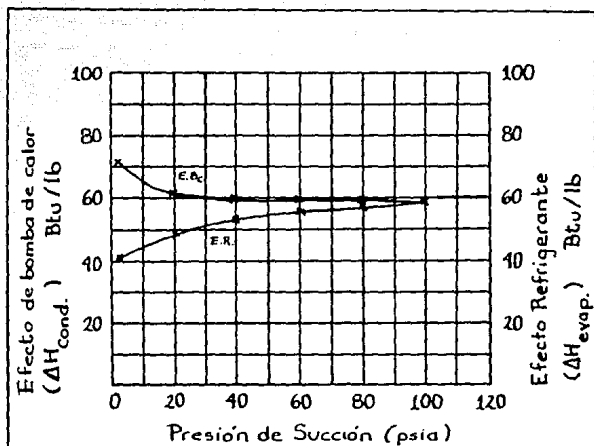


Fig. 2.6 Gráfica del efecto refrigerante y del efecto de bomba de calor, como medidas de la capacidad de un compresor, vs. $P_{\text{succión}}$.

Datos graficados

Entalpía a través de la válvula de expansión : 26.76 BTU/lb

$P_{\text{succión}}$ (psia)	$\Delta H_{\text{evaporador}}$ (BTU/lb)	$\Delta H_{\text{condensador}}$ (BTU/lb)
2.545	41.29	71.01
20	49.63	61.24
40	53.24	59.90
60	55.54	59.35
80	57.24	58.74
100	58.59	58.59

de que la entalpía de entrada a la válvula de expansión permanezca constante. Este incremento se debe a que la entalpía del vapor saturado aumenta ligeramente a medida que aumenta la presión de succión.

El efecto de bomba de calor varía de manera inversa al efecto de refrigeración, disminuye ligeramente a presiones de succión mayores. Esto puede apreciarse más claramente en un diagrama Presión-Entalpía:

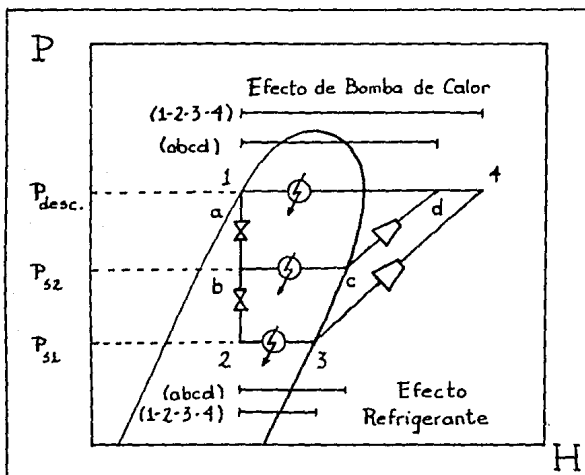


Fig. 2.7 Variación de los efectos de bomba de calor y refrigeración con la presión de succión.

Ambos efectos, el de bomba de calor y el de refrigeración, convergen en el punto en donde la presión de succión iguala la presión de descarga.

Antes de pasar a otro punto quisiera hacer un breve paréntesis para agregar que, cuando se trata de un sistema de compresión de vapor

en el cual el efecto refrigerante es el efecto de mayor importancia, la capacidad se expresa comúnmente en "toneladas de refrigeración" (ton) :

$$1 \text{ ton} = 200 \text{ BTU/min} = 12000 \text{ BTU/hr}$$

El origen de este término nos habla un poco de la historia de la refrigeración. Una planta de hielo, el primer usuario importante de la refrigeración, era conocida como una "planta de 75 toneladas" si producía 75 toneladas de hielo en 24 hrs. La cantidad de calor que debe ser removida de una tonelada de agua a 32° F (0° C) para convertirla en hielo a 32° F es :

$$\frac{(1 \text{ ton})(2000 \text{ lb/ton})(144 \text{ BTU/lb de calor de fusión})}{24 \text{ hrs.}} = 12000 \text{ BTU/hr}$$

Para poder expresar el efecto refrigerante en función de la capacidad en "toneladas de refrigeración" se utiliza la siguiente ecuación:

$$\text{Capacidad (ton)} = \frac{\dot{q} \text{ (lb/min)} \Delta H_{\text{evap}} \text{ (BTU/lb)}}{200 \text{ (BTU/(min)(ton))}} \quad (2.7)$$

Hasta ahora, toda la discusión ha girado en torno a la presión de succión, pero ¿cuál es el efecto de la presión de descarga en el funcionamiento de un compresor ? Pues bien, el valor de la presión de descarga afecta la eficiencia volumétrica ideal ya que, de su valor depende el valor del volumen específico del vapor a la descarga del compresor, el cual forma parte de la ecuación de η_{vi} (ecuación 2.2).

La variación de la eficiencia volumétrica ideal con respecto a la presión de descarga puede observarse en la gráfica de la figura 2.8, para la cual, se ha seguido un procedimiento similar al de la construcción de la gráfica de la figura 2.3 solo que, en este caso, la variable que se ha supuesto constante es, naturalmente, la presión de succión, fijándola en 20 psia. Los demás datos se han mantenido inalterados (refrigerante: R-12, porcentaje de volumen libre (m): 4% ,

desplazamiento volumétrico del pistón: $16 \text{ ft}^3/\text{min}$).

Nótese que, un incremento en la presión de descarga reduce el valor de la eficiencia volumétrica ideal. A condiciones constantes del refrigerante a la entrada del compresor, el flujo másico es proporcional a la eficiencia volumétrica ideal (ver ecuación 2.5). Un aumento en la presión de descarga, incrementa el trabajo requerido para comprimir cada libra de refrigerante (trabajo de compresión). Este último también se muestra en la figura 2.8 .

La variación de la potencia (w) con la presión de descarga se muestra en la figura 2.9 . La gráfica indica que la potencia aumenta a medida que aumenta la presión de descarga, pero esta relación no siempre se cumple. Un incremento en la presión de descarga produce un decremento en el flujo másico y un incremento en el trabajo de compresión por libra de refrigerante (ver ecuación 2.6). En el ejemplo ilustrado en la figura 2.9 , el incremento en el trabajo de compresión domina sobre la reducción en el flujo másico, causando un aumento de potencia a presiones de descarga altas. Los datos reportados para compresores reales muestran que, a temperaturas de evaporación por debajo de los 0° F (-17.77° C), un aumento de la presión de descarga prácticamente no afecta el valor de la potencia. En tales condiciones de operación, la disminución en el flujo másico de refrigerante contrarresta el aumento del trabajo de compresión a medida que la presión de descarga aumenta.

Otro factor que influye en la cantidad de potencia requerida por el compresor es el porcentaje de volumen libre (m). Algunos autores señalan que un incremento del porcentaje de volumen libre del 4% (el cual es muy usual) a un 15% , proporciona un requerimiento de potencia aproximadamente constante e independiente del valor de la presión de descarga. Esta práctica puede ayudar a prevenir un sobrecalentamiento del motor que acciona el compresor cuando se presentan altas presiones de condensación.

La figura 2.9 muestra también la variación de los efectos refrigerante y de bomba de calor con la presión de descarga. El efecto refrigerante disminuye con un aumento en la presión de descarga debido a que la entalpía del líquido saturado que sale del condensador es mayor a presiones de condensación altas que a presiones de condensación

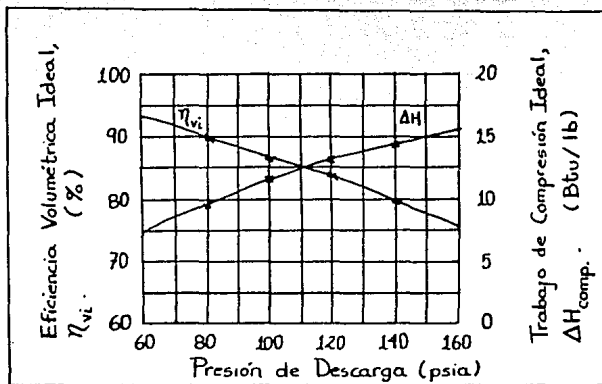


Fig. 2.8 Gráfica de " η_{vi} " y " ΔH_{comp} "
vs. $P_{descarga}$.

Datos graficados

$\bar{v}_{succión} = 1.9 \text{ ft}^3 / \text{lb}$, $H_{succión} = 76.39 \text{ BTU} / \text{lb}$.

$P_{descarga}$ (psia)	$\bar{v}_{descarga}$ (ft ³ /lb)	η_{vi} (%)	\dot{m} (lb/min)	$H_{descarga}$ (BTU/lb)	ΔH_{comp} (BTU/lb)
60	0.70	93.14	7.8434	83.87	7.48
80	0.54	89.92	7.5722	86.01	9.62
100	0.44	86.72	7.3027	88.00	11.61
120	0.38	84.00	7.0737	89.43	13.04
140	0.31	79.48	6.6930	90.72	14.33
160	0.27	75.85	6.3874	92.00	15.61

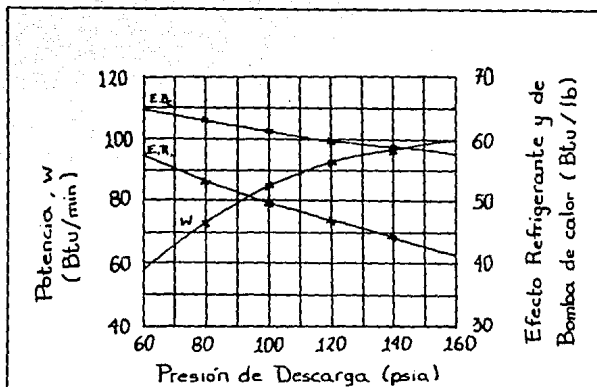


Fig. 2.9 Gráfica de Potencia (w) y Efecto refrigerante y de bomba de calor (E.R. y E.Bc) vs. $P_{descarga}$.

Datos graficados

$$H_{succión} = 76.39 \text{ BTU/lb.}$$

$P_{descarga}$ (psia)	Potencia (BTU/min)	$H_s(\text{cond.}) = H_s(\text{evap.})$ (BTU/lb)	ΔH_{cond} (BTU/lb)	ΔH_{evap} (BTU/lb)
60	58.6686	19.20	64.67	57.19
80	72.8445	23.18	62.83	53.21
100	84.7843	26.77	61.23	49.62
120	92.2410	29.50	59.93	46.89
140	95.9107	32.15	58.57	44.24
160	99.7073	34.60	57.40	41.79

bajas. Esto se aprecia mejor en la siguiente figura:

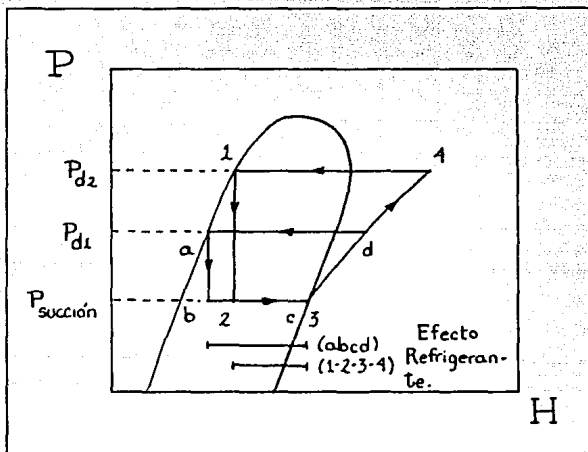


Fig. 2.10 Variación del efecto refrigerante con la presión de descarga.

El efecto de bomba de calor también disminuye al aumentar la presión de descarga en el ejemplo de la figura 2.9. Esto se debe a la forma de la campana de saturación, la cual se encuentra ligeramente inclinada hacia la derecha para el R-12. La variación del efecto de bomba de calor con la presión de descarga depende de la curvatura de la campana de saturación y del intervalo de presiones de descarga a analizar.

Como ha podido observarse, de ninguna manera es deseable utilizar una presión de descarga alta ya que, además de los inconvenientes discutidos anteriormente, provoca un aumento de temperatura en el condensador, el cual alterará desfavorablemente el intercambio de calor en este equipo.

Funcionamiento de un compresor real

Las tendencias de las gráficas obtenidas anteriormente para un compresor ideal pueden aplicarse por igual a un compresor real, aunque los valores numéricos difieren un poco. La eficiencia volumétrica real y el trabajo de compresión real difieren significativamente de los valores que presentan para un compresor ideal.

El por qué de la diferencia entre las eficiencias volumétricas real e ideal ya fue explicado dentro de esta sección mientras que, el por qué de la diferencia entre el trabajo de compresión ideal y real se expuso en el inciso 1.6.3. del capítulo I .

El trabajo de compresión por libra de refrigerante para un compresor ideal está dado por el incremento de entalpía en un proceso de compresión isentrópica. El trabajo realizado por un compresor real puede relacionarse con aquel realizado por un compresor ideal mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_a = \frac{\text{Trabajo de compresión ideal}}{\text{Trabajo de compresión real}} \quad (2.8)$$

donde:

$$\eta_a = \text{Eficiencia de compresión adiabática.}$$

El rozamiento, caída de presión a través de las válvulas de succión y descarga del compresor y el calentamiento del vapor por el cilindro reducen el valor de η_a .

Ya que la fricción aumenta con la velocidad, los compresores que trabajan a altas velocidades presentan una eficiencia adiabática menor que los que trabajan a bajas velocidades.

La temperatura de descarga adiabática es aquella que resultaría si la compresión se llevara a cabo isentrópicamente. Esta variable indica si las altas temperaturas serán o no un problema para el compresor. La temperatura de descarga real puede ser mayor o menor que la temperatura de descarga adiabática dependiendo de cuánto se caliente el refrigerante en el compresor por efecto de la fricción y de la can

tividad de calor transferido desde el compresor a los alrededores.

El amoníaco tiene una temperatura de descarga adiabática mayor que el R-12 (diclorodifluorometano) para unas temperaturas dadas de condensación y evaporación. Consecuentemente, los compresores para amoníaco son, frecuentemente, enfriados por agua mientras que, los compresores para R-12 confían en la convección natural del aire para mantenerse fríos. Si la temperatura de descarga es demasiado alta, puede acontecer que el aceite lubricante se descomponga causando una fricción excesiva en el compresor. Cada refrigerante tiene una temperatura de descarga máxima recomendada.

Compresor Rotatorio

Los compresores rotatorios se encuentran comúnmente en tamaños pequeños de fracciones de caballo de fuerza (hp), sin embargo, son fabricados en tamaños grandes, hasta de algunos cientos de caballos de fuerza, para ciertas aplicaciones. Este tipo de compresores son unidades de desplazamiento positivo y pueden utilizarse para bombear el fluido refrigerante a presiones más bajas que los compresores recíprocos.

Existen dos tipos principales de compresores rotatorios: el de pistón rodante y el de lámina rotatoria o paleta (ver figura 2-11). Ambos son similares en capacidad, variedad de aplicaciones, tamaño físico y estabilidad, pero difieren en la manera de operar.

En el de tipo pistón rodante, como se muestra en la figura 2-11 (a), el centro de línea del cilindro es el mismo que el centro de línea de la flecha, pero este último se encuentra colocado excéntricamente en la rueda móvil o rotor para que, a medida que gira el rotor, siempre haga contacto con el cilindro. El rotor no hace un contacto metal a metal con el cilindro debido a que una película de aceite suministra una tolerancia hacia las dos superficies. Este tipo de compresor cuenta con un divisor guiado por resorte que separa las cámaras de succión y descarga.

Cuando el rotor gira, se introduce vapor a baja presión en el espacio disponible en la cámara y éste es comprimido por el rotor hasta

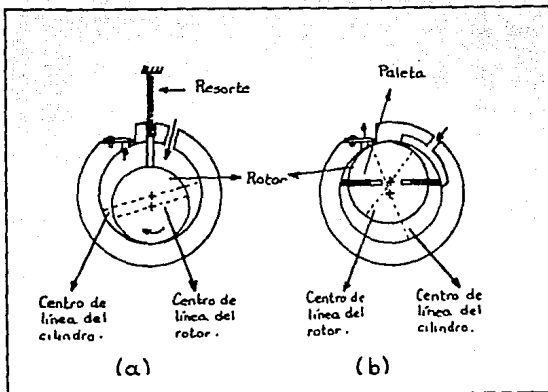


Fig. 2-11 a) Compresor rotatorio de tipo pistón rodante.
b) Compresor rotatorio de tipo paleta o lámina rotatoria.

un espacio continuamente más pequeño. El vapor de alta presión es forzado a un punto de descarga y el ciclo de compresión se repite.

El compresor rotatorio tipo paleta se muestra en la figura 2.11 (b). En este tipo de compresor el rotor gira sobre su propio centro de línea, pero los centros de línea del cilindro y del rotor no coinciden. El rotor tiene dos o más paletas deslizantes que se mantienen en su lugar mediante resortes o debido a la acción de la fuerza centrífuga. Cuando el rotor gira, el vapor de baja presión es atrapado en el espacio de forma creciente existente entre las dos paletas. El vapor es comprimido y forzado al punto de descarga por el rotor para luego reiniciar el ciclo.

En los dos tipos de compresores aquí mostrados no se necesitan utilizar válvulas de succión y debido a que el vapor de succión tiene

una entrada continua al compresor, la pulsación de vapor es mínima. En la fabricación de cualquier compresor rotatorio se requiere de un alto grado de precisión.

Compresor Centrifugo

Los compresores centrifugos son similares en construcción a las bombas centrifugas, en ambos el fluido entra al ojo de un impulsor y es empujado radialmente hacia afuera por la fuerza centrifuga, desde la entrada hacia la periferia del impulsor. El aumento de presión (compresión) se lleva a cabo mediante la conversión de la energía de velocidad en energía de presión. Las aletas del impulsor imparten una alta velocidad al vapor, del impulsor el vapor fluye a un difusor o a una voluta en donde parte de la energía cinética es convertida en presión.

Los compresores centrifugos se encuentran disponibles en una amplia gama de capacidades, desde descargas de 200 ft³/min hasta succiones de 150 000 ft³/min con presiones de salida hasta de 800 psig. Este tipo de dispositivos presentan, generalmente, pasos múltiples para permitir la obtención de altas presiones de salida. En el diagrama siguiente se muestra un compresor centrifugo de etapas múltiples.

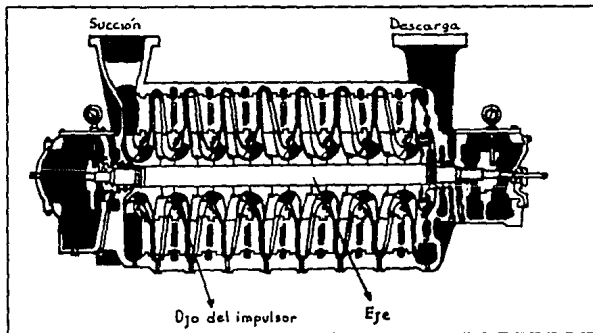


Fig. 2412 Compresor centrifugo de etapas múltiples.

Las ventajas que presenta un compresor centrífugo frente a uno recíprocante son : muy poca vibración, nivel de ruido bajo, su requerimiento de potencia al arranque es bajo, casi no requiere de mantenimiento y servicio, ocupa poco espacio y en algunas ocasiones puede ser accionado por turbinas de vapor, las cuales ayudan a ahorrar energía. No obstante, los compresores recíprocantes pueden operar en un rango mayor de presiones y son más eficientes en tamaños pequeños.

2.1.2 Condensador

El condensador recibe el refrigerante sobrecalentado del compresor, remueve su calor de sobrecalentamiento y licúa el fluido refrigerante. Es en el condensador en donde se lleva a cabo el efecto de bombeo de calor. El calor de sobrecalentamiento y de condensación del refrigerante es transferido al medio circundante calentándolo.

Si el ciclo de compresión de vapor es diseñado pensando en la refrigeración como efecto preponderante, el tipo de condensador utilizado se caracteriza por el fluido usado para remover el calor. Debido a que el agua y el aire son fluidos muy abundantes, son las sustancias más utilizadas como fluidos de enfriamiento y es por ellas que los condensadores de los sistemas de refrigeración se clasifican en :

1) Enfriados por Agua -. Dentro de esta categoría se encuentran los intercambiadores de tipo:

- a) Tubo y coraza (horizontal y vertical) -. El condensador de tubo y coraza horizontal es el condensador enfriado por agua más frecuentemente utilizado. Un dibujo de este tipo de equipo se ilustra en la figura 2.13 (a). El refrigerante caliente (vapor sobrecalentado) entra por la parte superior del condensador y es contenido en la coraza. El refrigerante se condensa en la superficie exterior de los tubos y el condensado gotea o escurre hacia el fondo de la coraza en donde se encuentra la salida. El refrigerante líquido que sale del condensador puede fluir directamente a la válvula de expansión o bien, pasar a través de un tanque receptor de líquido si uno es requerido en el sistema. El tanque receptor provee al sistema de un espacio de almacena-

amiento de líquido refrigerante. El agua entra al condensador a través de cabezales diseñados para que circule por los tubos en un cierto número de pasos. El condensador mostrado en la figura es un condensador con dos pasos por los tubos. Un arreglo en donde el refrigerante circule por los tubos y el agua por la co ra za también es posible. Los cabezales pueden ser del tipo removible para permitir la limpieza de los tubos.

Los condensadores verticales de tubo y coraza (figura 2.13 (b)) son iguales en esencia a los horizontales excepto por la posición en que se instalan. Los condensadores verticales ocupan menos espacio en el piso que los horizontales, los tubos pueden limpiarse sin necesidad de desmontar el equipo y, debido a que es alimentado por la parte superior, el fluido que circula por los tubos fluye a través de estos por gravedad.

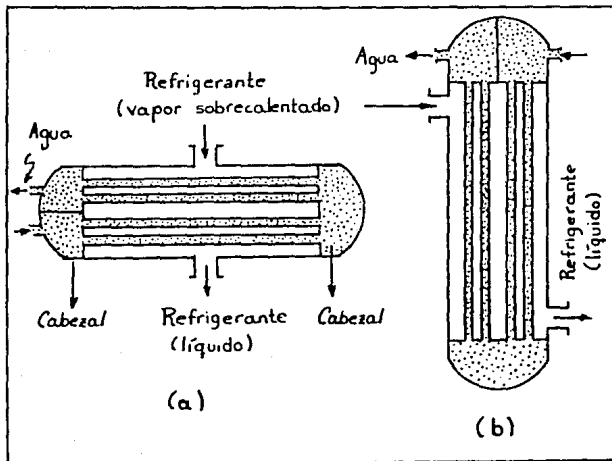


Fig. 2.13 Condensador de tipo tubo y coraza

- a) Horizontal
- b) Vertical

- b) Serpentín y coraza -. Este tipo de condensador, a diferencia del anterior, utiliza un serpentín (tubería de forma helicoidal) en el interior de la coraza. La figura 2.14 muestra un aparato de este tipo. Este equipo es una unidad compacta y usualmente sirve como una combinación de condensador y recipiente dentro del circuito. Generalmente este tipo de condensador es usado solamente en unidades de pequeña capacidad y cuando se asegura una razonable cantidad de agua limpia, porque la única manera de asearlo es por medio de limpiadores químicos.

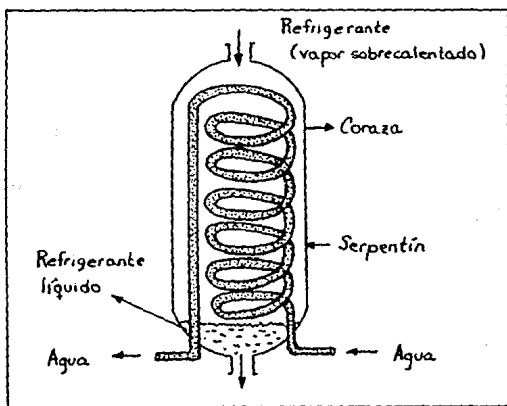


Fig. 2.14 Condensador de tipo serpentín y coraza.

- c) Doble tubo -. El condensador de tubo en tubo o doble tubo consiste de dos o más juegos de tubos concéntricos. En este equipo el refrigerante se condensa en el espacio anular mientras que el agua fluye a través de los tubos interiores, el arreglo contrario no es muy frecuente (agua en el espacio anular y el refrigerante en los tubos interiores).

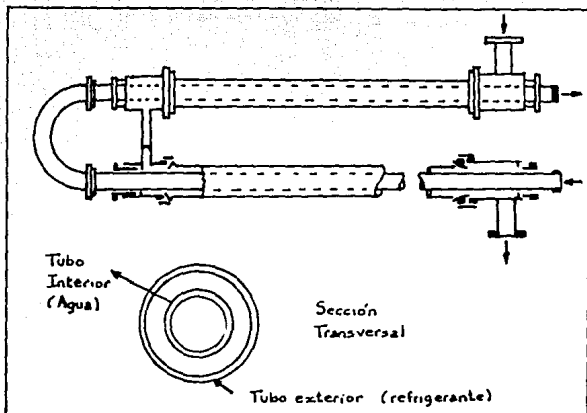


Fig. 2.15 Condensador de doble tubo.

- 2) Enfriados por Aire -. Los condensadores enfriados por aire generalmente consisten de un serpentín alietado sobre el cual se hace pasar una corriente de aire. El refrigerante se condensa dentro del serpentín.

Los sistemas de refrigeración que utilizan condensadores enfriados por aire usualmente operan con una temperatura de condensación ligeramente más alta que los sistemas que utilizan condensadores evaporativos. La razón es que, en los condensadores enfriados por aire la temperatura de bulbo seco del aire controla la temperatura de condensación mientras que, la temperatura de bulbo húmedo controla la temperatura de condensación en los condensadores evaporativos. Por otra parte, los condensadores enfriados por aire no utilizan agua por lo que no existe peligro de corrosión en los tubos del serpentín.

- 3) Condensadores Evaporativos -. Cuando la temperatura ambiente es

tal que una temperatura de condensación satisfactoria no puede obtenerse con un condensador enfriado por aire y cuando el suministro de agua es inadecuado para uso pesado, un condensador evaporativo puede ser la solución. Un diagrama de este tipo de condensador se muestra en la siguiente figura.

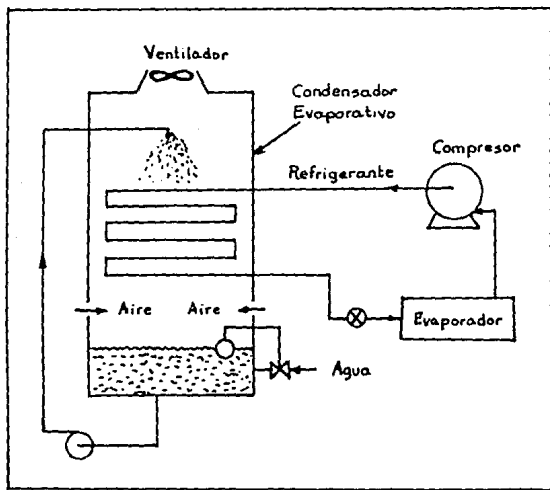


Fig. 2.16 Condensador evaporativo en un sistema de refrigeración.

Un condensador evaporativo utiliza combinadamente aire y agua para la remoción de calor del vapor refrigerante. El vapor de descarga del compresor es condensado dentro de un banco de tubos sobre el cual se esprea agua. El calor del refrigerante es eventualmente removido por el aire que fluye a contracorriente con el agua espreada. Como puede apreciarse, un condensador evaporativo combina las funciones de un condensador y de una torre de enfriamiento.

Cuando el calor desprendido en el condensador se desea utilizar para calentar alguna corriente de proceso o bien, una habitación (efecto de bomba de calor), el tipo de intercambiador utilizado dependerá de la clase de fluido a ser calentado, rango de temperaturas deseado, calor intercambiado y flujos de refrigerante y fluido de enfriamiento entre otros factores. Dependiendo del caso, puede utilizarse cualquiera de los condensadores antes descritos o bien algún otro tipo de condensador que se adecue al servicio que se desea obtener.

2-1.3. Válvula de Expansión

El propósito de un dispositivo de expansión en el sistema es reducir la presión del líquido refrigerante y regular el flujo de refrigerante al evaporador. Los tipos de dispositivos de expansión más comúnmente utilizados en los sistemas de compresión de vapor son :

- a) Tubos Capilares.
- b) Válvula de Expansión Termostática.
- c) Válvula tipo Flotador (en el lado de baja o de alta presión).
- d) Válvula de Expansión Automática o de Presión Constante.

A continuación explicaré brevemente en que consiste cada uno de estos dispositivos.

a) Tubos Capilares -> Un tubo capilar es un tubo de 2 a 20 ft. de largo (60 cm. a 6m. aproximadamente) con un diámetro interno de 0.025 in. a 0.09 in. (0.06 cm. a 0.23 cm. aprox.). El término "tubo capilar" es una denominación equivocada ya que, la perforación del tubo es demasiado grande como para permitir la acción capilar. El refrigerante líquido entra al tubo capilar y a medida que fluye a través de él, su presión decae debido a la fricción y aceleración que sufre. Una parte del líquido se evapora dentro del tubo por la disminución de presión.

Existen numerosas combinaciones de diámetro interno y longitud disponibles en el mercado con el fin de obtener la restricción deseada. Sin embargo, una vez que el tubo capilar es seleccionado e instalado, el tubo no puede ajustarse por sí solo a variaciones en

Las presiones de descarga y succión ni a variaciones en la carga de refrigerante. El compresor y el dispositivo de expansión deben pues, operar en unas condiciones de presión de succión y descarga tales que, permitan al compresor bombear del evaporador el mismo flujo de refrigerante que el dispositivo de expansión alimenta al evaporador.

Los tubos capilares, como cualquier otro dispositivo, cuentan con ventajas y desventajas. Sus ventajas son lo suficientemente importantes como para darles una aceptación casi generalizada en sistemas de compresión de vapor ensamblados en fábrica y son tan simples como: no cuentan con partes móviles que se desgasten o requieran ser reemplazadas y son muy baratos. Las desventajas que presentan los tubos capilares son: no son ajustables a cambios en las condiciones de operación por lo que, requieren que la carga de refrigerante sea mantenida dentro de límites muy estrechos, es decir, que se mantenga prácticamente constante. Su área seccional interna es tan pequeña que son susceptibles de obstruirse fácilmente; una pequeña partícula de mugre puede taponar el tubo, o una pequeña cantidad de humedad se congelaría en él. Un secador y un filtro deben instalarse en la entrada del tubo capilar para evitar la posibilidad de atascamiento.

- b) Válvula de Expansión Termostática -. Podría decirse que el nombre "termostática" está mal empleado en este caso ya que, el control de la válvula se lleva a cabo mediante la utilización, no de la temperatura en el evaporador sino del rango de sobrecalentamiento del vapor de succión a la salida del evaporador. La válvula de expansión termostática regula el flujo de refrigerante líquido en proporción a la cantidad de refrigerante evaporado.

El funcionamiento de este dispositivo se muestra en la figura 2.17 . El bulbo sensor contiene líquido refrigerante (el mismo utilizado en el sistema) y se encuentra colocado a la salida del evaporador para que tanto el bulbo como el fluido en su interior se encuentren a una temperatura muy cercana a la del vapor de succión. La presión del líquido refrigerante en el bulbo es la misma que se ejerce en la parte superior del diafragma mientras que, la presión en el evaporador empuja la parte inferior del diafragma.

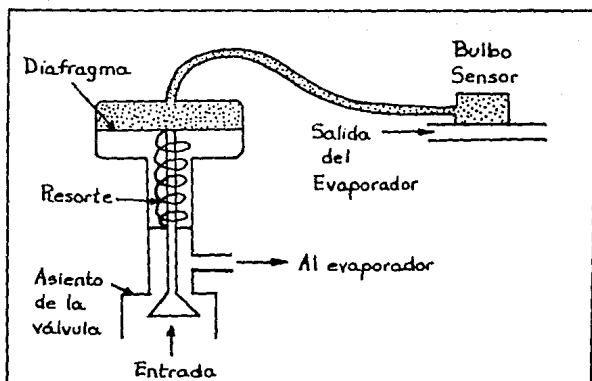


Fig. 2.17 Diagrama esquemático del funcionamiento de una válvula de expansión termostática.

La fuerza ejercida por el resorte sobre el vástago de la válvula mantiene la válvula cerrada hasta que la presión en la parte superior del diafragma sobrepase la fuerza ejercida por el resorte sumada a la fuerza ejercida por la presión en el evaporador. Para que esto suceda, es decir, para que la presión en la parte superior del diafragma sea mayor que la presión en la parte inferior, el líquido refrigerante que acciona el diafragma deberá estar a una temperatura mayor que la temperatura de saturación en el evaporador, por lo tanto, el vapor de succión deberá estar sobrecalentado para poder llevar al líquido que acciona el diafragma a una presión tal que, abra la válvula.

La válvula de expansión termostática mantiene una cantidad casi constante de refrigerante en el evaporador mediante una cantidad casi fija de sobrecalentamiento en el vapor de succión. Si la cantidad de líquido en el evaporador disminuye, el área de transferencia de calor disponible para sobrecalentamiento aumenta y esto con

duce a un aumento en la temperatura del bulbo sensor y del líquido que acciona el diafragma. En consecuencia, la presión en la parte superior del diafragma aumenta lo cual ocasiona que la válvula permita pasar más líquido refrigerante al evaporador. Si la cantidad de líquido en el evaporador aumenta, disminuye el rango de sobrecalentamiento del vapor de succión, la presión en la parte superior del diafragma disminuye y la válvula cierra.

c) Válvula tipo Flotador -. La válvula tipo flotador es un tipo de válvula de expansión que mantiene el líquido de un recipiente a un nivel constante. Existen dos arreglos diferentes para una válvula tipo flotador en los sistemas de compresión de vapor :

- Válvula tipo flotador en el lado de baja presión : Este arreglo es el más utilizado y en él, la válvula de expansión se localiza en el evaporador o en una cámara adyacente al serpentín de enfriamiento que se encuentra inundado, manteniendo constante el nivel de líquido refrigerante en el evaporador.

Su acción se muestra en la figura 2.18, cuando el nivel de líquido cae por debajo del punto de control, la válvula abre permitiendo la entrada de líquido refrigerante al evaporador y viceversa.

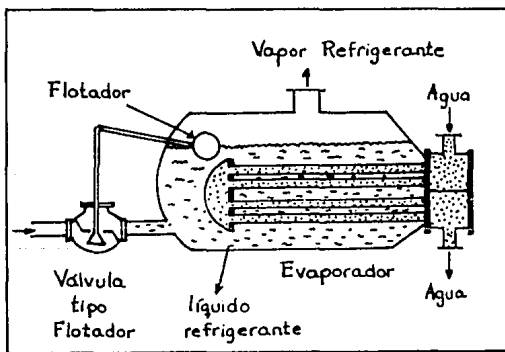


Fig. 2.18 Válvula tipo flotador en el lado de baja presión.

Este tipo de dispositivos se utilizan principalmente en instalaciones grandes y pueden regular el flujo en evaporadores del tipo inundado (tubos sumergidos en el líquido refrigerante de la coraza) o bien, en evaporadores tipo serpentín y coraza. Este tipo de válvulas de expansión no pueden utilizarse en intercambiadores de calor con evaporación en los tubos en donde, es imposible establecer un nivel de líquido refrigerante, mediante el cual la válvula tipo flotador funciona.

- Válvula tipo flotador en el lado de alta presión : Como su nombre lo indica, se localiza en el lado de alta presión del sistema. Puede ser de diseño vertical u horizontal y puede localizarse cerca, bien sea del condensador o del evaporador. Su diseño es tal que, cuando la cámara del flotador se llena con refrigerante, la subida del flotador eleva al tapón de la válvula de su asiento. Esto permite que el refrigerante fluya al lado de baja presión del sistema y al evaporador.

d) Válvula de Expansión Automática o de Presión Constante -. Este tipo de aparato es un regulador de presión que mantiene constante su presión de salida, la cual corresponde a la presión de entrada del evaporador. Un dispositivo de este tipo de muestra en la figura siguiente :

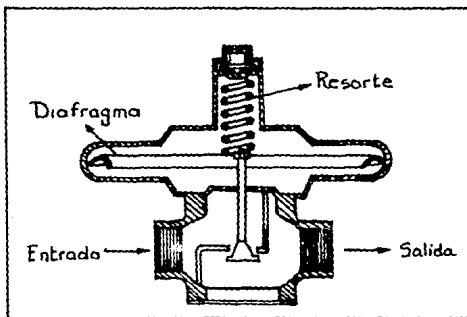


Fig. 2.19 Válvula de Presión Constante o de Expansión Automática.

La válvula de expansión automática sensa la presión en el evaporador y cuando ésta cae por debajo del punto de control, la válvula abre. Cuando la presión en el evaporador se eleva por encima del punto de control, la válvula cierra parcialmente.

Este tipo de válvula de expansión resulta de gran utilidad cuando se desea mantener la temperatura de evaporación en cierto punto para controlar humedad o para prevenir el congelamiento del agua cuando ésta es el fluido a ser enfriado. La característica de la válvula de expansión automática de fijar la presión de entrada al evaporador en un valor constante puede utilizarse ventajosamente cuando se requiera proteger al compresor de una sobrecarga debida a una alta presión de succión.

2-1-4. Evaporador

Hasta este punto se han visto ya tres de los componentes de un sistema de compresión de vapor : compresor, condensador y válvula de expansión. Para completar el ciclo solo falta analizar el cuarto componente, el evaporador. Un evaporador es un intercambiador de calor que transfiere calor de la sustancia que se desea enfriar al refrigerante que se evapora. La remoción de calor - efecto refrigerante - se lleva a cabo en este equipo.

Existen diferentes maneras de clasificar evaporadores. Pueden clasificarse como : de "convección forzada" o de "convección natural", dependiendo de si un ventilador o una bomba empuja al fluido a ser enfriado sobre las superficies de transferencia de calor, o de si el fluido fluye naturalmente debido a la diferencia de densidad entre el fluido caliente que entra al evaporador y el que ya ha sido enfriado.

Otra manera de clasificar evaporadores es designar si el refrigerante hierve adentro o afuera de un tubo. Algunos evaporadores confinan al refrigerante a los tubos y pasan el fluido a ser enfriado sobre el exterior de ellos. Otros, mantienen al refrigerante en una cámara e inmersos en el refrigerante líquido, los tubos llevan en su interior el fluido a ser enfriado.

Todavía puede hacerse una distinción más entre evaporadores y es

denotarlos como "inundados" o "secos". Se dice que un evaporador es de tipo inundado cuando el líquido refrigerante cubre todas las superficies de transferencia de calor y, se dice que es de tipo seco cuando una porción del área de transferencia de calor del evaporador es utilizada para sobrecalentar el refrigerante. Si el sistema utiliza una válvula de expansión tipo flotador o una de expansión termostática, dependerá de si el evaporador es de tipo inundado o seco.

A continuación explicaré algunos de los tipos de evaporadores más utilizados en los sistemas de compresión de vapor.

- Serpentines de Convección Natural -. La aplicación principal de este tipo de evaporadores la encontramos en cuartos de almacenamiento a baja temperatura, en los cuales se montan tubos desnudos o aletados por los cuales circula el refrigerante, en las paredes o cerca del techo. La válvula de expansión alimenta refrigerante líquido a los tubos y este se evapora con el calor que recibe del aire que fluye sobre los tubos del serpentín. Los evaporadores de convección natural no utilizan espacio sobre el piso, tienen bajos costos de mantenimiento y operan por períodos largos sin la necesidad de eliminar escarcha. Sus desventajas son: su bajo coeficiente de transferencia de calor, por el cual se requiere un área de transferencia mayor que la requerida por un serpentín de convección forzada y una carga mayor de refrigerante.
- Evaporadores Inundados -. Un evaporador inundado típico se muestra en la figura 2.20 . En este evaporador, el líquido refrigerante entra a través de una válvula de expansión tipo flotador y fluye hacia abajo por los tubos del serpentín. A medida que el líquido fluye hacia arriba por los tubos, el calor transferido por el medio externo hace que el refrigerante se evapore, ocasionando que una mezcla de líquido y vapor emerja al tambor. La función del tambor es separar el líquido del vapor; el líquido retorna al evaporador y el vapor sigue su camino hacia el compresor. El tambor también separa el vapor que se origina en la válvula debido al proceso de expansión. Este tipo de evaporadores utiliza su área de transferencia de calor eficientemente, ya que el líquido refrigerante se encuentra en contacto con la superficie total de transferencia de calor dura

to la operación normal.

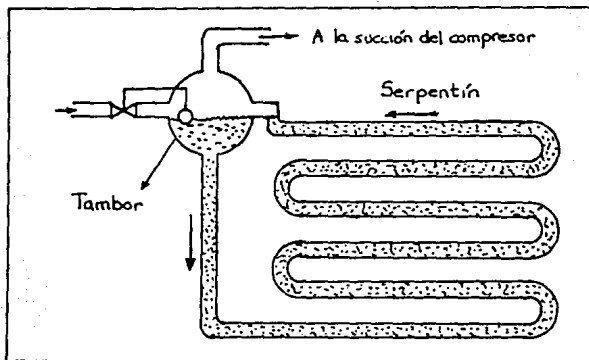


Fig. 2.20 Evaporador de tipo inundado.

- Enfriadores de líquido -. Para enfriar un líquido puede utilizarse un evaporador de coraza y tubos o un evaporador de placas. Existen dos arreglos diferentes que pueden darse en un intercambiador de tubos y coraza:

- a) El refrigerante está contenido en la coraza y el líquido es bombeado a través de los tubos del intercambiador. En este arreglo, (ver figura 2.18) el nivel de refrigerante líquido se mantiene algunos centímetros abajo de la parte superior de la coraza para poder suministrar un espacio suficiente para que el líquido y el vapor se separen.
- b) El refrigerante se evapora en los tubos y el líquido a ser enfriado fluye por la coraza. En este tipo de equipo, generalmente, el fluido fluye por la coraza guiado por deflectores, lo cual incrementa la turbulencia y aumenta el coeficiente total de transferencia de calor. Si el dispositivo que alimenta el líquido refrigerante a los tubos es una válvula termostática, el evaporador es entonces del tipo seco ya que, el hecho de utilizar

una válvula de expansión termostática implica que en algunos de los tubos se lleva a cabo un sobrecalentamiento del vapor refrigerante.

- Serpentín de Expansión Directa -. Este intercambiador es un evaporador de tipo seco que puede ser de convección natural o forzada. El serpentín de expansión directa recibe su nombre del hecho de que el refrigerante enfría el aire directamente en lugar de enfriar primero una corriente de agua líquida la cual a su vez, enfriará el aire en otro intercambiador.

La figura 2.21 muestra un evaporador de este tipo. El refrigerante líquido es alimentado al equipo por una válvula de expansión termostática y el aire circula sobre la superficie exterior de los tubos ya sea, por convección natural o por convección forzada. Los tubos son del tipo aletado en la mayoría de estos equipos.

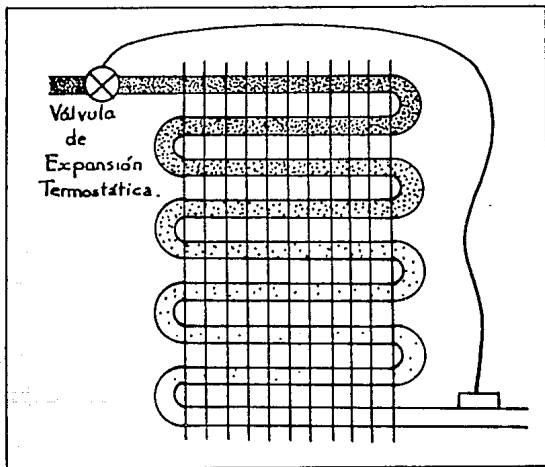


Fig. 2.21 Serpentín de expansión directa.

2.1.5. Tubería y Accesorios

El compresor, el condensador, la válvula de expansión y el evaporador son llamados "componentes mayores" de un sistema de compresión de vapor. Esto se debe a que existen otros componentes más pequeños, pero de igual importancia, como la tubería y frecuentemente los accesorios.

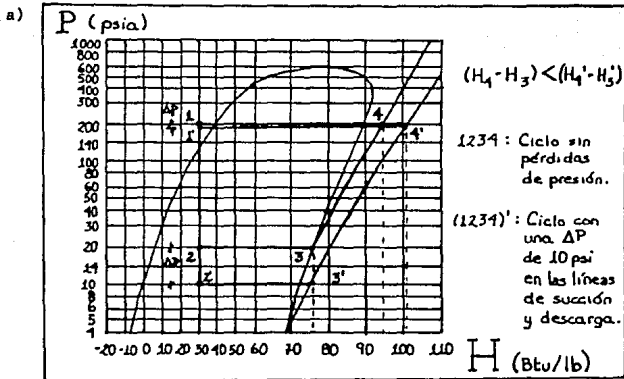
Tubería

La tubería conduce al refrigerante de un componente del sistema al otro y debe hacerlo con un mínimo de caída de presión y un máximo de protección para el compresor. La tubería que conecta al sistema es:

- a) La línea de succión -. Conecta al evaporador con la entrada del compresor.
- b) La línea de descarga -. Conecta la salida del compresor con el condensador.
- c) La línea de líquido -. Conecta al condensador con la válvula de expansión.

La conexión existente entre la válvula de expansión y el evaporador es, usualmente, tan pequeña que no se le considera de importancia. El orden de importancia en cuanto a la atención que debe prestarse al dimensionamiento de la tubería es: la línea de succión, la línea de descarga y la línea de líquido.

La línea de succión debe llevar al vapor refrigerante del evaporador al compresor con una caída de presión mínima. El efecto de una caída de presión en la línea de succión es el de reducir la capacidad de refrigerante y disminuir el valor de los coeficientes de rendimiento, tanto de bomba de calor ($C.O.P._{bc}$) como de refrigeración ($C.O.P._{ref}$). Las fórmulas de ambos coeficientes fueron enunciadas en el capítulo I, en las ecuaciones 1.61 y 1.62 . Esta última aseveración puede apreciarse en las figuras 2.22 (a) y 2.22 (b), en donde se muestra cómo el trabajo requerido por el compresor se incrementa debido a caídas de presión en las líneas de succión y descarga. La figura 2.22 (a) ilustra el aumento del ΔH_{comp} debido a una caída de presión de 10 psi. en las líneas de succión y descarga, para un efecto refrigerante dado. La figura 2.22 (b) ilustra el mismo fenómeno, pero



Gráficas de P vs. H para Freón 12.

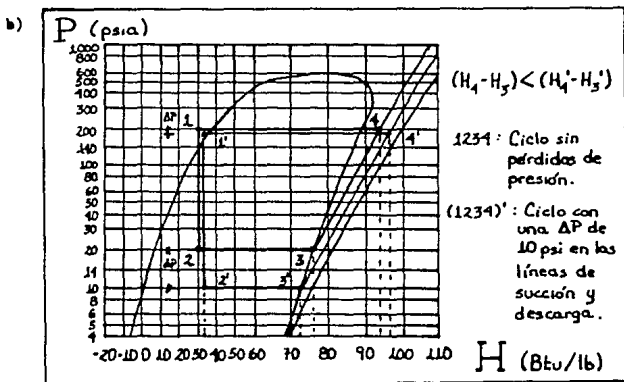


Fig. 2.22 Reducción del C.O.P. debido a una caída de presión en las líneas de succión y descarga para :

- a) Un efecto refrigerante dado.
- b) Un efecto de bombas de calor dado.

para un efecto de bomba de calor dado. Ambas figuras muestran que, para una ΔP igual en ambas líneas ($\Delta P_{suc.} = \Delta P_{desc.}$), la caída de presión en la línea de succión produce un incremento en el trabajo de compresión mayor que el que produce la misma caída de presión en la línea de descarga. Esta es una de las razones por las cuales las caídas de presión en la línea de succión son más críticas que aquellas en la línea de descarga.

En muchos casos, la caída de presión en la línea de líquido no es un factor por el cual preocuparse, de todos modos, la válvula de expansión reducirá la presión. Las pérdidas de presión en la línea de líquido no son muy importantes excepto cuando:

- El líquido refrigerante se convierte en vapor (se "flashea") antes de que la válvula de expansión restrinja el flujo.
- Cuando debido a un estrangulamiento la temperatura del líquido cae por debajo de la ambiente y el líquido recibe calor del entorno.

A bajas temperaturas de evaporación, la caída de presión máxima permisible en la tubería de succión se ve reducida ya que, el trabajo de compresión, para una diferencia de presión dada, es mayor en el rango de bajas presiones.

Además de todo lo anterior, deben hacerse muchas otras consideraciones en el diseño y arreglo de la tubería. Se deben tener en cuenta factores como: vibración, soporte y dilatación. La velocidad del vapor debe ser lo suficientemente alta en la línea de descarga para que el vapor no se condense en la línea de descarga y sea drenado de regreso al compresor. Si la línea de líquido se instala verticalmente entre el condensador y la válvula de expansión, la reducción de presión debida al cambio de energía de presión en energía potencial puede causar que el líquido se evapore en la línea. Esto se debe a que, la presión sobre una partícula en el fondo de la vertical es mayor que la presión sobre una partícula en la parte superior de la vertical debido al peso del líquido. Esta presión es aproximadamente de 0.55 lb/in² por cada pie de tubería vertical para el refrigerante 12 y ligeramente menor para el refrigerante 22. Este inconveniente debe ser eliminado mediante un subenfriamiento adecuado del líquido que sale del condensador de manera que, la caída de presión en la línea no

sea lo suficientemente alta como para evaporar el refrigerante antes de la válvula.

Accesorios

Muchos accesorios contribuyen al buen y eficiente funcionamiento de los sistemas de compresión de vapor. En la línea de refrigerante pueden encontrarse: válvulas, conexiones, separador de aceite, eliminadores de vibración, secador, filtro, indicador de líquido, intercambiador de calor, tanque receptor de líquido y acumulador de líquido. En la categoría de dispositivos de seguridad y control se tienen: controles de presión, de temperatura y de humedad, válvula de alivio e interruptores. Algunos otros equipos relacionados con el sistema son: dispositivos para eliminar escarcha y purgas. A continuación describiré muy brevemente las funciones de algunos de estos accesorios:

- Válvulas -. Los tipos de válvulas utilizados más frecuentemente son :

- a) Válvula de compuerta -. Cuando una válvula de compuerta cierra, bloquea totalmente el flujo de la línea en que es instalada. Es por esto que este tipo de válvulas son instaladas con la finalidad de poder aislar a un componente del resto del sistema cuando así se requiera.
- b) Válvula reguladora de presión -. Se utiliza para regular la presión en el evaporador. Este dispositivo se instala en la línea de succión y permite mantener una presión suficientemente alta en el evaporador para prevenir la escarcha o una excesiva deshumidificación del aire en un serpentín enfriado por aire.
- c) Válvula solenoide -. Son válvulas operadas eléctricamente que accionan mediante un electro-ímán para lograr un cierre o una apertura rápida. Podría decirse que son una especie de "válvula de compuerta automática". Generalmente, se instalan en la línea de líquido y cierran cuando el compresor no se encuentra en operación. Este arreglo permite evitar que parte del líquido del condensador se fugue hacia la válvula de expansión e inunde el evaporador, el cual escurriría líquido al compresor hasta que este volviera a funcionar.
- d) Válvula de tres vías -. Este tipo de válvula tiene tres conexio-

nes y la posición del vástago de la válvula determina cuál de esas conexiones estará abierta a una o a las dos conexiones restantes. Las válvulas de tres vías son instaladas comúnmente en las conexiones de succión y descarga del compresor, lo que permite aislar al compresor del resto del sistema.

- Conexiones -. Las conexiones utilizadas en los sistemas de compresión de vapor son: codos, "T" 's, cruces, bridas y otras utilizadas comúnmente en la instalación de tuberías.
- Separador de Aceite -. Parte del aceite lubricante escapa del compresor a la línea de descarga. Para poder recobrar todo el aceite posible antes de que éste llegue al condensador y se acumule en el evaporador, se debe instalar uno de estos equipos.
- Eliminador de Vibración -. Se instalan en las líneas de succión y descarga para reducir la transmisión de la vibración ocasionada por el compresor. Si la vibración no es eliminada, puede ocasionar altos niveles de ruido y debilitar las uniones soldadas de la tubería.
- Secadores -. La presencia de agua en el sistema del refrigerante puede causar congelamiento y bloqueo de la válvula de expansión, corrosión metálica y daño químico al aislamiento eléctrico. El sistema debe ser completamente evacuado y secado antes de cargarlo con refrigerante, pero además de esto, también se requiere instalar un secador en la línea de líquido. El secador casi siempre se coloca en la línea de líquido a causa de que, el volumen de líquido es mucho más pequeño que el de vapor y esto permite utilizar un secador de menor tamaño siendo, por lo tanto, más económico.
- Filtros -. Debe de prevenirse la presencia de partículas sólidas fluyendo a través del sistema refrigerante. Estas partículas pueden causar daño al compresor, al tapón de la válvula de expansión o a las válvulas de compuerta si las hay. Frecuentemente, un secador también realiza la función de filtro recibiendo el nombre de filtro secador.
- Indicadores de Líquido -. Un aditamento de gran ayuda cuando la carga de refrigerante se realiza en campo es un indicador de líquido. Este accesorio es una pequeña conexión transparente que permite ver el flujo de refrigerante. El indicador de líquido se coloca antes

de la válvula de expansión y muestra, mediante la presencia o ausencia de burbujas de vapor, si el sistema tiene o no suficiente refrigerante.

- Intercambiador de Calor -. Un arreglo de un sistema de compresión de vapor e intercambiador de calor se muestra en la figura 2.23. Su función es calentar el vapor que sale del evaporador mientras subenfía el líquido que fluye entre el condensador y la válvula de expansión.

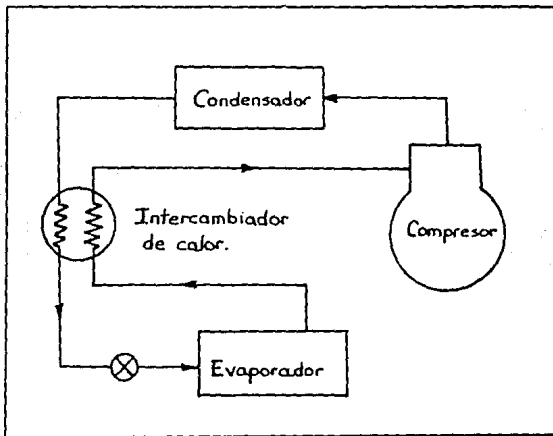


Fig. 2.23 Sistema de compresión de vapor con intercambiador de calor.

- Tanque Receptor de Líquido -. El receptor de líquido es un recipiente que almacena líquido refrigerante. Se monta abajo del condensador para permitir que el líquido drene libremente del condensador al receptor y para evitar que el líquido rodee los tubos del condensador y reduzca el área de condensación. En largos períodos de paro, toda la carga de refrigerante del sistema puede ser almacenada en el tanque receptor.

- Acumulador de Líquido -. Para evitar que el vapor de succión acarree líquido del evaporador al compresor, puede instalarse un acumulador de líquido en la línea de succión. Este accesorio no es otra cosa que un tanque que acumula líquido refrigerante, el cual es eventualmente vaporizado por fuentes de calor externas al sistema.
- Purgas -. La función de una purga o purgador es remover aire del sistema. El principio de operación de este dispositivo es sacar una mezcla de vapor refrigerante y aire del condensador o receptor, condensar el refrigerante, ventear los gases no condensables y regresar el líquido refrigerante al sistema. Las purgas se encuentran principalmente en sistemas grandes de compresión de vapor para amoníaco y en sistemas de baja presión que utilizan compresores centrífugos.

2.1.6. El ciclo de compresión de vapor

En los incisos anteriores se han expuesto por separado, las características de los cuatro componentes mayores de un ciclo de compresión de vapor. El siguiente paso es estudiar el comportamiento del sistema en su conjunto. Para poder lograr esto, se deben combinar las características individuales de comportamiento de cada componente ya que su operación es interdependiente.

Esencialmente, las condiciones de operación del sistema son determinadas por la solución de ecuaciones simultáneas que representan el comportamiento de cada componente. La representación matemática del comportamiento de un componente como el compresor, por ejemplo, puede resultar muy compleja. Una solución más simple puede obtenerse por mé todos gráficos. El comportamiento real de un componente puede conseguirse de datos reportados por el fabricante o bien, por los datos reportados por la ASHRAE ("American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers") y ser graficado directamente o después de realizar los cálculos pertinentes.

Ahora bien, explicaré el funcionamiento de los componentes del ciclo de compresión de vapor, primeramente, de forma individual en función de su efecto sobre el sistema en su conjunto y después interactuando juntos.

- Características de funcionamiento del compresor : Las características de comportamiento de un compresor fueron expuestas en la sección 2.1.1. . A una temperatura de condensación dada, el efecto refrigerante aumenta y el efecto de bomba de calor disminuye cuando la temperatura de evaporación aumenta. A una temperatura de succión dada, la capacidad del sistema aumenta cuando disminuye la temperatura de condensación.
- Características de funcionamiento del condensador : Si la temperatura de evaporación permanece constante, un aumento en la temperatura de condensación permite al condensador aumentar el calor transferido por unidad de tiempo (Btu/hr). Esto ocurre debido a que una temperatura de condensación alta causa una mayor diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el fluido de enfriamiento lo cual, resulta en una tasa más alta de transferencia de calor.
Si se desea estudiar el efecto que tiene la temperatura de entrada al condensador del fluido de enfriamiento, es conveniente construir gráficas de capacidad vs. temperatura del fluido de enfriamiento a la entrada del condensador, manteniendo constante la temperatura de condensación.
- Características de funcionamiento de la válvula de expansión : Las características de flujo de la válvula de expansión tienen un efecto importante en el funcionamiento de todo el sistema de compresión de vapor. La válvula de expansión debe dejar pasar un flujo de refrigerante suficiente para balancear el flujo del compresor para todas las condiciones de succión y condensación. Si la presión de succión aumenta y la válvula de expansión no alimenta suficiente refrigerante al evaporador, el compresor succionará más refrigerante del evaporador de lo que el dispositivo de expansión puede suministrar y el evaporador se verá pronto corto de refrigerante. El vaciado de refrigerante no puede continuar indefinidamente, así pues, algo debe suceder para restaurar el balance. La acción correctiva que tiene lugar en la mayoría de los sistemas que no cuentan con un tanque receptor es que el líquido comienza a regresar al condensador. El área de condensación se ve entonces reducida, lo que ocasiona un aumento en la presión de condensación. Este aumento de presión, reduce la capacidad refrigerante del compresor y el flujo de refrigeran

te alimentado al evaporador aumenta hasta que el balance sea reestablecido. Otra posibilidad de reestablecer el balance en el sistema es disminuir el coeficiente de transferencia de calor en el evaporador. La diferencia de temperaturas, entre el fluido a ser enfriado y la temperatura de evaporación, deberá ser aumentada. Esto se logra disminuyendo la presión de succión al punto de balance del sistema.

La situación contraria a la descrita tiene lugar cuando la presión de succión disminuye y la válvula de expansión alimenta al evaporador más refrigerante del que el compresor puede succionar. Entonces, el evaporador se inunda y puede llegar a derramar líquido al compresor con consecuencias desastrosas. Este accidente puede evitarse restringiendo la carga de refrigerante en el sistema. La carga debe ser cuidadosamente medida para que exista suficiente refrigerante en el sistema como para llenar el evaporador, pero no más. El balance de flujo se reestablece cuando entra algo de vapor al dispositivo de expansión, lo que reduce el flujo a través de la válvula debido al alto volumen específico del vapor.

- Características de funcionamiento del evaporador : Al igual que el condensador, el evaporador es un intercambiador de calor y su comportamiento puede describirse a partir de datos de transferencia de calor. Las dos gráficas más comúnmente utilizadas para describir el funcionamiento del evaporador son:

- a) Capacidad vs. Temperatura de evaporación (manteniendo constante la temperatura de entrada al evaporador del fluido a ser enfriado).
- b) Capacidad vs. Flujo de fluido a ser enfriado (manteniendo constante la diferencia de temperatura entre el fluido a ser enfriado y el refrigerante).

Como siguiente paso se analizará el comportamiento de dos componentes del sistema operando conjuntamente.

- Unidad de Condensación : Se le llama unidad de condensación a la combinación del compresor y el condensador. En algunas unidades estos equipos son montados sobre el mismo soporte.

Para realizar este análisis, se considera a la unidad de condensación como si fuera un solo componente. En primera instancia, se explicará la variación de la capacidad de la unidad de condensación con un cambio en la temperatura en el evaporador. El flujo y la temperatura de entrada del fluido de enfriamiento, así como la velocidad del compresor permanecen inalteradas. A medida que la temperatura en el evaporador decrece, la temperatura de condensación también disminuye. La explicación física de este fenómeno es que una temperatura de evaporación baja, reduce la tasa a la cual el compresor bombea refrigerante, lo cual a su vez, permite que la condensación se lleve a cabo a una temperatura más baja. Por ende, una reducción de la temperatura de evaporación disminuye la capacidad refrigerante (ó aumenta la capacidad de bomba de calor) de la unidad de condensación, pero en menor grado que la variación que podría esperarse si la temperatura de condensación hubiese permanecido constante.

Una característica de la unidad de condensación que también se considera importante es el efecto de la temperatura de entrada del fluido de enfriamiento sobre la capacidad del sistema a una temperatura de evaporación constante. Los puntos de operación correctos para un sistema refrigerante se obtienen de la combinación de las gráficas mostradas en la figura 2.24 y son aquellos encerrados en un círculo. En estos puntos, las temperaturas de evaporación, las temperaturas de condensación y las capacidades son idénticas tanto para el compresor como para el condensador.

Las gráficas de la figura 2.24 ilustran las tendencias generales de las líneas de operación de una unidad de condensación, pero no muestran el comportamiento de ningún sistema en particular. Los puntos de operación se unen para mostrar el comportamiento de la unidad de condensación a una temperatura de evaporación dada.

Se pueden obtener resultados similares si en lugar de graficar la capacidad refrigerante del sistema se utiliza la capacidad de bomba de calor (foco caliente) del sistema.

- Balance del sistema Unidad de condensación-Evaporador : Debe prevalecer una condición de equilibrio entre la unidad de condensación y el evaporador. La síntesis del comportamiento de la unidad de con-

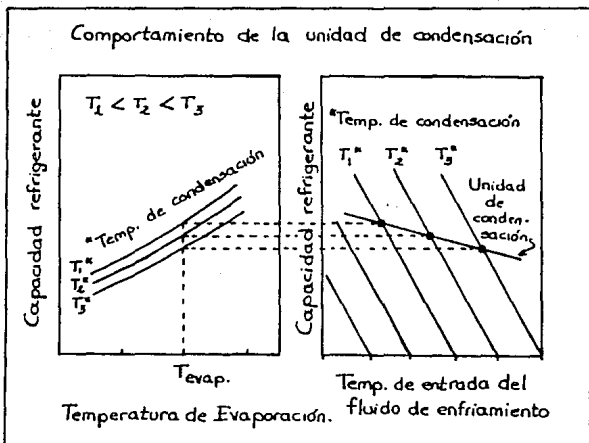


Fig. 2.24 Comportamiento de la unidad de condensación como una función de la temperatura de entrada al condensador del fluido de enfriamiento.

condensación y el evaporador completa el análisis del ciclo de compresión de vapor en una etapa ya que, el punto de balance que se deriva del análisis de éste conjunto representa el funcionamiento del sistema completo.

El punto de equilibrio del sistema se obtiene superponiendo las gráficas de comportamiento del evaporador y de la unidad de condensación. Las líneas de este tipo de gráficas se muestran en la figura 2.25, para las cuales; la temperatura de entrada al condensador del fluido de enfriamiento, la velocidad del compresor y la temperatura de entrada al evaporador del fluido a ser enfriado, permanecen constantes. El punto de intersección indica la capacidad refrigerante y la temperatura de evaporación que debe tener el sistema.

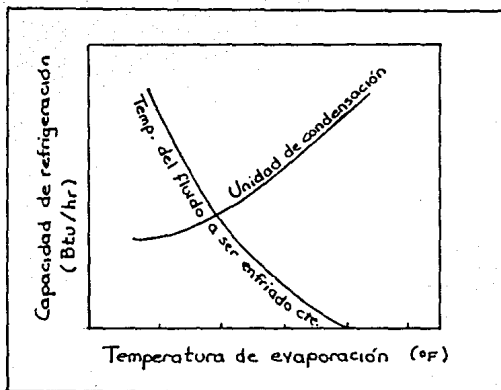


Fig. 2.25 Comportamiento de un sistema de compresión de vapor ilustrado por la intersección de las curvas de la unidad de condensación y del evaporador.

Las curvas de operación del sistema invitan al estudio de algunos problemas de operación tales como una inadecuada alimentación de refrigerante al evaporador. La figura 2.26 muestra cómo la intersección de las curvas de funcionamiento de la unidad de condensación y del evaporador sirven para explicar ciertas características de operación de un sistema de compresión de vapor. La capacidad refrigerante normal de operación se encuentra en la intersección de ambas curvas. Un método para elevar la capacidad refrigerante del sistema es incrementar el flujo de fluido a ser enfriado en el evaporador. A una temperatura de evaporación dada, el aumento de flujo incrementa la cantidad de calor transferido del fluido al refrigerante que se evapora. Esto sucede debido a que el coeficiente de transferencia de calor del evaporador aumenta con un aumento en el flujo de fluido a ser enfriado. El incremento de flujo en el fluido a ser enfriado desplaza hacia arriba la curva de la unidad de con-

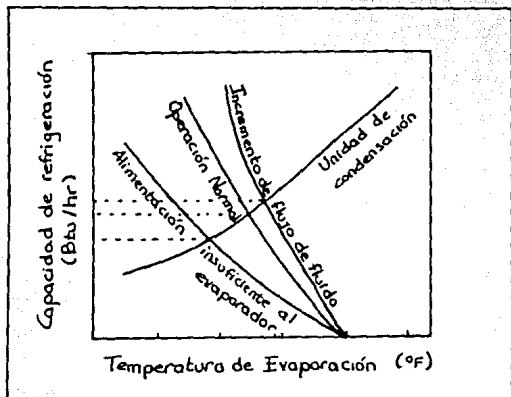


Fig. 2.26 Reducción de la capacidad de refrigeración cuando la alimentación al evaporador es insuficiente y aumento de la capacidad refrigerante cuando el flujo de fluido a ser enfriado aumenta.

densación, es decir, aumenta la capacidad refrigerante del sistema.

La figura 2.26 muestra también lo que sucede cuando no hay suficiente refrigerante en el evaporador. Esta condición tiene lugar cuando:

- La válvula de expansión es demasiado pequeña.
- Se encuentra presente vapor en el líquido que entra a la válvula de expansión.
- La diferencia de presión a través de la válvula de expansión es demasiado pequeña. Esto ocurre cuando la temperatura de condensación decae.

El efecto neto de una alimentación insuficiente al evaporador es el de disminuir la transferencia de calor en el evaporador por debajo de la normal.

Como antes mencioné, las gráficas aquí mostradas pueden realizarse con la capacidad de bomba de calor del aparato en la ordenada en lugar de su capacidad refrigerante. Generalmente, el efecto de bomba de calor aumenta cuando el efecto refrigerante disminuye y viceversa. En la mayoría de los casos, el sistema de compresión de vapor se diseña en base al efecto refrigerante ya que el efecto de bomba de calor como tal, que es el de calentar algún fluido de proceso o habitación, puede obtenerse más fácilmente mediante un simple intercambiador en cambio el efecto refrigerante, que es el de mantener baja la temperatura de alguna sustancia, solo puede obtenerse mediante sistemas especiales como el de compresión de vapor.

2.1.7. Fallas en el sistema de compresión de vapor

Aunque la confiabilidad del equipo y del sistema de compresión de vapor moderno es bastante alta, habrá en ocasiones, paradas o fallas. Algunas paradas son causadas por equipo defectuoso, otras por una instalación inadecuada y otras a causa de un mal mantenimiento. El último punto es probablemente el más frecuente. La búsqueda de fallas en el sistema no presenta mucha dificultad ya que el mismo equipo indica qué está mal y en donde. Por ejemplo: una válvula golpeará, una fuga siseará o mostrará una mancha de aceite, el motor humeará, etc.

El propósito de esta sección no es el de formar técnicos en sistemas de compresión de vapor sino proporcionar al lector una idea de donde puede estar una falla y qué la ocasionó para poder prevenir problemas. Así pues, explicaré superficialmente cuáles son los problemas más frecuentes que se presentan en los componentes de un ciclo de compresión de vapor.

1) Compresor -. Algunas de las fallas que pueden presentarse en la operación de un compresor son :

a) Pérdida de Eficiencia : Esta puede ser causada por los siguientes factores :

- Si existe un arrastre de líquido refrigerante hacia el compresor, además del daño físico que causaría, la entrada de líquido afectaría seriamente la eficiencia y capacidad del equipo.

- Fugas en las válvulas de succión y/o descarga del compresor.
 - Pistón flojo -. Esto ocasiona un pérdida de compresión significativa.
 - Cojinetes desgastados -. Evitan que el pistón suba tan rápido como debiera en su carrera de compresión. Esto tiene el efecto de incrementar el volumen libre del cilindro y resulta en una reexpansión excesiva.
 - Deslizamiento de la correa en unidades con poleas.
- b) Sobrecarga del Motor : Cuando un compresor no está trabajando satisfactoriamente, la carga del motor a veces provee la clave para encontrar cual es el problema. Una carga excepcionalmente alta o baja es una indicación de una operación incorrecta.
- Una reducción en la carga del motor puede deberse a problemas mecánicos tales como: pistón flojo, operación inapropiada de la válvula de succión o excesivo volumen libre. Otro problema común es una cámara de succión restringida o pantalla a la entrada (causada por contaminantes en el sistema). El resultado es una presión real mucho más baja en el cilindro al final de la carrera de succión, que la presión en la línea de succión registrada en el manómetro de succión. Si es así, también se producirá una carga de motor anormalmente baja.
 - Un aumento en la carga del motor puede ser producido por: una operación inapropiada de la válvula de descarga, pistón muy ajustado, temperatura de succión anormalmente alta, temperatura de condensación anormalmente alta o por un bajo voltaje en el compresor, bien sea de la fuente o por pérdidas excesivas en la línea.
- c) Operación Ruidosa : Esta condición indica, generalmente, que hay algo errado. Puede haber alguna condición anormal fuera del compresor o algo defectuoso o fuertemente desgastado en el compresor en sí mismo.
- Si la falla es externa al compresor puede deberse a : un arrastre de líquido, un arrastre de aceite (probablemente el aceite está siendo atrapado en el evaporador o en la línea de succión y retorna intermitentemente por paquetes al compresor) o debido a un montaje inapropiadamente ajustado.

- Si la falla que produce el ruido proviene de una fuente interna al compresor puede tratarse de : una lubricación insuficiente, nivel excesivo de aceite, pistón ajustado, cojinetes flojos, válvulas rotas, rotor flojo, válvula de descarga que vibra o bien, una pulsación de vapor.

2) Condensador -. El problema que se presenta más frecuentemente en este tipo de equipo es una alta presión de condensación. La causa de que esta condición prevalezca depende del tipo de condensador utilizado, por lo que, sus causas serán explicadas en base a la clasificación realizada en el inciso 2.1.2. de este capítulo.

a) Enfriados por Aire : Las causas más comunes de una alta presión de condensación en este tipo de equipos son:

- Cantidad reducida de aire -. Esto puede deberse a suciedad en el serpentín, restricción de aire en la entrada o en la salida, aletas sucias en el ventilador, velocidad del ventilador demasiado baja, motor del ventilador disparándose por sobrecarga, o bien, debido a una rotación incorrecta del ventilador.
- Gases no condensables -. La presencia de éstos en el sistema puede deberse a fugas en el lado de baja presión o a una instalación inadecuada.
- Sobrecarga de refrigerante -. Esto siempre es causado por un procedimiento de carga de refrigerante inadecuado.

b) Enfriados por Agua : En los condensadores enfriados por agua, generalmente, el flujo de agua es controlado por una válvula reguladora operada por la presión de descarga. Bajo estas condiciones, circunstancias que causarían un incremento en la presión de condensación de un condensador enfriado por aire, simplemente incrementarían el flujo de agua en un condensador enfriado por agua. Si este es el caso y el flujo máximo de agua no ha sido alcanzado, un aumento en la presión de condensación de un condensador enfriado por agua podría deberse entonces a incrustaciones en los tubos de condensación, sobrecarga de refrigerante o a la presencia de gases no condensables. En los casos en los cuales, el condensador es alimentado por una fuente

externa de agua a una tasa fija, un condensador enfriado por agua muestra casi los mismos síntomas que uno enfriado por aire.

- c) Condensadores Evaporativos : El condensador evaporativo utiliza aire y agua como medios de enfriamiento, pero su comportamiento es más similar al de un condensador enfriado por aire. Las causas de una alta presión de condensación en estos equipos son : cantidad reducida de aire, falla de la bomba o filtros de agua sucios.
- 3) Válvula de Expansión -. La válvula de expansión es en ocasiones culpada erróneamente de fallas de operación en el ciclo de refrigeración. Los tres problemas más comúnmente atribuidos a las válvulas de expansión son :
- a) Sobrealimentación (inundación) : La inundación puede ser causada por bloqueo de la válvula en la posición abierta, sin embargo, también puede ser causada por : carga ligera, exceso de aceite en el sistema o por selección errónea del tipo de válvula. En caso de tratarse de una válvula termostática puede deberse, además de los factores antes mencionados, a una localización incorrecta del bulbo sensor en la línea de succión, un sobrecalentamiento inapropiado, o bien, a que el bulbo sensor esté flojo.
- b) Subalimentación (agotamiento) : El agotamiento puede ser causado por bloqueo de la válvula en la posición cerrada, o por pérdida parcial de carga en el elemento de potencia. Este fenómeno también puede ocurrir debido a : merma de refrigerante en el sistema, selección inapropiada del tipo de válvula, o a un secador obstruido. En el caso de la válvula termostática puede deberse también a una localización inadecuada del bulbo sensor o a un sobrecalentamiento incorrecto.
- c) Errática : Por su naturaleza, todas las válvulas de expansión serán erráticas en algún grado. Por ejemplo, la válvula termostática trata de controlar el flujo al evaporador mediante el grado de sobrecalentamiento del vapor que sale del evaporador,

si la distancia entre el bulbo sensor y la válvula es significativa, la respuesta de la válvula a un cambio no será inmediata, lo cual provoca un comportamiento errático del instrumento. Un comportamiento errático excesivo puede ser causado por partes internas que se adhieren. Además de otras fallas de la válvula en sí, el comportamiento errático excesivo puede ser causado por : una válvula de expansión sobredimensionada, carga muy ligera, circuito de refrigerante largo, cambios rápidos en las presiones y temperaturas de condensación, variación rápida de la carga, o debido a una evaporación intermitente en la línea de líquido.

4) Evaporador -. El tipo de fallos en el evaporador depende del medio a ser enfriado, así que para efectos de localización de fallas, los evaporadores se dividirán en dos categorías : evaporadores que enfrían aire y evaporadores que enfrían líquido.

a) Evaporadores que enfrían aire : Dentro de esta categoría están los serpentines desnudos, aletados y de placa, con circulación forzada o natural. La alimentación de refrigerante es usualmente a través de valvulas de expansión termostáticas o capilares. Existen dos áreas en donde pueden encontrarse problemas en estos equipos :

- Suministro y distribución de aire -. Un evaporador no puede hacer un trabajo apropiado de enfriamiento sin suficiente aire. Una disminución en la cantidad de aire puede producirse por : filtros sucios, serpentines sucios, ductos restringidos, ventilador operando hacia atrás, deslizamiento de la correa del ventilador, o deflectores incorrectamente ajustados. Los síntomas que presenta un sistema con baja cantidad de aire son : baja presión de succión, serpentín congelado o escarchado y temperatura de aire anormalmente baja. Los problemas por cantidad elevada de aire son escasos, pero cuando ocurren el ruido es el síntoma usual, además de sobrecarga del compresor debido a una alta presión de succión.

Un evaporador no puede hacer un buen trabajo sin un flujo de aire bien distribuido. La mala distribución generalmente

se debe a una mala colocación de ductos o del serpentín. Una distribución dispareja de aire sobre el serpentín puede causar una disminución de la capacidad refrigerante, la cual se hará evidente mediante una presión de succión más baja de lo normal debido a una carga de refrigerante dispareja en el serpentín y a una posible inundación de refrigerante.

- Suministro y distribución de refrigerante -. La válvula de expansión deberá proporcionar un suministro adecuado al evaporador. Una disminución en el suministro de refrigerante al evaporador puede ser causada por : una merma de refrigerante en el sistema, filtro secador obstruido, una restricción en alguna línea o accesorio, o bien, debido a una válvula de expansión defectuosa. Los síntomas que presentará el sistema en una condición de bajo suministro de refrigerante al evaporador son : baja presión de succión, posible congelamiento o encorchado en el serpentín, burbujas en la línea de líquido (visibles en la mirilla, si la hay) y caída de temperatura en la línea de líquido (si se debe a restricción).

La distribución deficiente de refrigerante en el evaporador puede ser causada por un tubo distribuidor restringido u obstruido, o bien, por un orificio del distribuidor de tamaño errado.

- b) Evaporadores que enfrían líquido : Dentro de esta categoría están los enfriadores inundados y de expansión directa. La alimentación de refrigerante a estos equipos se lleva a cabo usualmente a través de válvulas de expansión termostáticas o de tipo flotador. Algunos de los problemas que pueden llegar a presentarse en este tipo de evaporadores son :

- Suministro bajo del líquido a ser enfriado -. Se manifiesta en una temperatura de succión baja, temperatura excesivamente baja del líquido a ser enfriado y una disminución de la capacidad del sistema.
- Suministro bajo de refrigerante -. Esta falla puede ser causada por una merma de refrigerante en el sistema, un secador obstruido, una restricción o por una válvula defectuosa.

2.2. Descripción de una bomba de calor marca P.A. Hilton Ltd.

2.2.1. Generalidades

El diagrama esquemático del equipo se muestra en la figura 2.27 . El funcionamiento del aparato es el mismo que se ha venido explicando a lo largo de este trabajo, utilizando como fluido de trabajo al refrigerante 12 (diclorodifluorometano) y como fuente y sumidero de calor en los intercambiadores, agua fría corriente.

El compresor herméticamente cerrado, de 1/2 HP y que funciona con una corriente de 220 V/50 Hz. ó 110 V/60 Hz., actúa como fuente de energía externa. El refrigerante sobrecalentado es comprimido y bombeado a través de la tubería al serpentín del condensador. Este serpentín va inmerso en agua fría corriente, en el tanque de condensación. La presión del refrigerante permanece prácticamente constante, mientras pasa a través del serpentín, pero su temperatura disminuye, perdiendo su sobrecalentamiento y todo su calor latente o de cambio de fase (gas/líquido) que pasa al agua. Llega al medidor de caudal de refrigerante como líquido subenfriado, aún a la presión y temperatura que tenía al salir del condensador. La función del secador de sílice gel es eliminar agua del sistema, en caso de que ésta se encuentre presente.

El refrigerante se expande ahora a través de la válvula de expansión, variable a mano, donde pasa a una presión inferior comenzando a hervir. La temperatura de ebullición o temperatura de vapor húmedo, se mide antes de que el refrigerante pase a través del serpentín evaporador. Este serpentín va inmerso en agua fría corriente, en el tanque evaporador. Durante su paso a través del serpentín, el refrigerante absorbe del agua el calor latente de evaporación y además recibe algo más de calor, que sobrecalienta al refrigerante. El proceso de ebullición se produce a una presión constante. El vapor refrigerante sobrecalentado sale del evaporador, volviendo al compresor a través de la tubería para empezar nuevamente el ciclo.

El agua utilizada como fuente de calor y sumidero de calor se toma de una red de agua fría pasando a través de una pequeña válvula radug

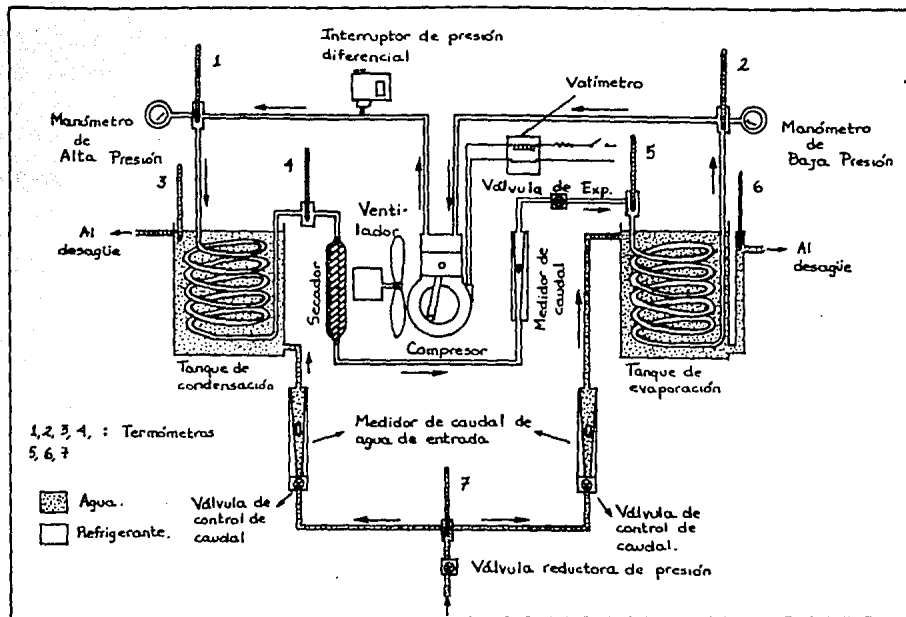


Fig. 2.27 Diagrama esquemático de una bomba de calor marca P.A. Hilton Ltd.

tora de presión para asegurar un caudal constante, reduciendo las variaciones de presión de la red de suministro. El aparato emplea válvulas de control manual separadas para ajustar el caudal de agua a los depósitos de condensación y de evaporación. Los caudales de agua a través de los depósitos se miden mediante medidores de caudal. El sistema cuenta con un medidor de vatios por hora, el cual mide la potencia eléctrica suministrada al compresor.

Todo lo anteriormente expuesto puede apreciarse fácilmente en la figura 2.27, en donde las variables de medición son:

- Termómetro 1 : Temperatura de entrada de refrigerante al tanque de condensación.
- Termómetro 2 : Temperatura de salida de refrigerante al tanque de evaporación.
- Termómetro 3 : Temperatura de salida del agua del tanque de condensación.
- Termómetro 4 : Temperatura de salida de refrigerante del tanque de condensación.
- Termómetro 5 : Temperatura de entrada de refrigerante al tanque de evaporación.
- Termómetro 6 : Temperatura de salida del agua del tanque de evaporación.
- Termómetro 7 : Temperatura de entrada del agua al sistema.
- Manómetro de Alta : Presión de condensación.
- Manómetro de Baja : Presión de evaporación.
- Vatímetro : Potencia suministrada al compresor.
- Medidor de caudal de refrigerante : Flujo másico de refrigerante en el sistema (lb/hr).
- Medidor de caudal de agua al condensador : Flujo másico de agua que entra al condensador (lb/hr).
- Medidor de caudal de agua al evaporador : Flujo másico de agua de entrada al evaporador (lb/hr).

Para eliminar la posibilidad de que se produzca una presión excesiva de refrigerante en el serpentín condensador, hay un interruptor de presión diferencial que va instalado en el circuito del refrigerante. El interruptor deja aislado el motor que mueve al compresor.

El motor del compresor está protegido por relevadores térmicos de sobrecarga y un interruptor térmico. Si el compresor se conecta bajo condiciones de carga elevada, por ejemplo, con una relación de compresión elevada en el compresor, la corriente de arranque del motor será también alta y hay peligro de que el grupo moto-compresor se cale. En estas condiciones, el relevador se abrirá, dejando aislado el motor.

Siempre que el compresor esté en uso continuo durante varias horas bajo carga elevada, producirá grandes pérdidas térmicas, debido al rozamiento mecánico y a las pérdidas en los devanados del motor. Dichas pérdidas deben ser disipadas a través de la carcasa del compresor al ambiente. Esta es la función del ventilador enfriador de aire. Para proteger el aislamiento de resina de los devanados del motor, la temperatura interna en la carcasa del compresor no debe pasar de la temperatura de fusión de la resina. El objeto del interruptor térmico unido al interior de la carcasa es aislar el motor si hubiese temperatura excesiva en la carcasa.

2.2.2. Medidas y Materiales de Construcción

a) Materiales de Construcción : Los materiales utilizados en la construcción de las diferentes partes de la bomba de calor son:

- Tuberías

- 1) Línea de descarga : Tubería de cobre con aislante.
- 2) Línea de líquido : Tubería de cobre con aislante.
- 3) Línea de succión : Tubería de cobre con aislante.

- Intercambiadores

- 1) Serpentin de condensación : Cobre niquelado.
- 2) Serpentin de evaporación : Cobre niquelado.
- 3) Tanque de condensación : Acero inoxidable.
- 4) Tanque de evaporación : Acero inoxidable.

- Válvula de Expansión Manual : Latón niquelado.

- Secador : Contiene sílice gel.

b) Medidas : Los rangos de medición de los instrumentos de lectura

son :

- Rotámetros

- 1) Rotámetros de Agua -. Escala de medición : 20 - 440 lb/hr.
- 2) Rotámetro de R-12 -. Escala de medición : 5 - 60 lb/hr.

- Manómetros

- 1) Manómetro de Alta -. Tiene dos escalas de medición :
 - a) 0 - 2700 KN/m²
 - b) 0 - 400 lb/in² abs.
- 2) Manómetro de Baja -. Tiene dos escalas de medición :
 - a) 100 - 800 KN/m²
 - b) 30" Hg - 120 lb/in² abs.

- Termómetros -. Una escala de medición de -50 a 150° C cubre perfectamente el rango de temperaturas de operación del aparato.

La bomba de calor mecánica tiene 51cm. de altura, desde su base hasta la parte más alta, 84 cm. de longitud y 46 cm. de anchura. Un dibujo del aparato real se muestra a continuación.

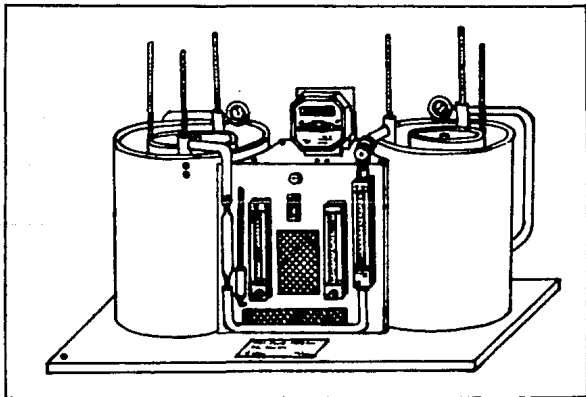


Fig. 2.28 Dibujo de la bomba de calor marca P.A.
Hilton Ltd.

2.2.3. Ciclo de Funcionamiento

El ciclo de funcionamiento real de la bomba de calor mecánica P.A. Hilton Ltd. se muestra en la figura 2.29 . Esta gráfica se encuentra en el manual de operación del equipo (6). El fabricante la utiliza para explicar las desviaciones de la idealidad que presenta su equipo y aclara que los puntos de estado señalados en ella han sido "exagerados" para mayor claridad.

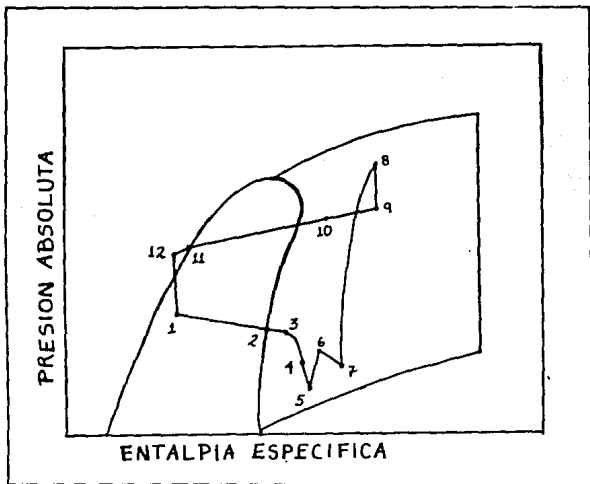


Fig. 2.29 Ciclo de Funcionamiento de la bomba de calor mecánica P.A. Hilton Ltd.

Ahora bien, se explicarán los diversos cambios de estado que presenta el sistema, uno a uno :

Proceso 1-2 : Vaporización del refrigerante en el evaporador.

Proceso 2-3 : Recalentamiento del refrigerante en el evaporador.

Proceso 3-4 : Se produce en la tubería de aspiración del compresor, es decir, entre la salida del evaporador y la entrada a la carcasa del compresor. La caída de presión mostrada se produce debido a :

- El refrigerante que sale del evaporador, en la mayoría de las condiciones de funcionamiento, estará por debajo de la temperatura ambiente lo que producirá una ganancia de calor desde el ambiente, aumentando el sobrecalentamiento.
- El rozamiento viscoso en la tubería de aspiración.

Proceso 4-5 : El compresor es del tipo totalmente hermético en que tanto el compresor como su motor van metidos en el vapor de aspiración del refrigerante. Durante este proceso, se produce una caída de presión al expandirse el refrigerante dentro de la carcasa del compresor al salir de la tubería de aspiración .

Proceso 5-6 : De forma simultánea al proceso 4-5, el refrigerante también absorbe las pérdidas de los devanados del motor y las pérdidas de rozamiento mecánico del compresor, aumentando así su presión.

Proceso 6-7 : Esta pérdida de presión resulta de las pérdidas de fricción en el refrigerante al pasar rodeando la válvula de charnela de aspiración del compresor y los conductos que llevan al cilindro. Se produce algún sobrecalentamiento por rozamiento mecánico, absorbiendo calor de la pared del cilindro.

Proceso 7-8 : Compresión.

Proceso 8-9 : Representa la caída de presión producida al abrirse la válvula de charnela de descarga del compresor por la presión del refrigerante, y por las pérdidas de rozamiento en la válvula y los conductos.

Proceso 9-10 : Caída de presión producida en la tubería de descarga del compresor, es decir, entre la salida del compresor y la entrada al condensador.

Proceso 10-11 : Condensación del refrigerante en el condensador.

Proceso 11-12 : Subenfriamiento del refrigerante en el condensador.

Proceso 12-1 : Es el proceso de expansión, el cual se supone que tiene lugar a entalpía constante.

En el ciclo anterior, el fabricante hace notar que es válido suponer las siguientes consideraciones sobre las desviaciones de la idealidad que presenta el aparato :

- a) La caída de presión que tiene lugar entre los estados 1 y 3 es despreciable e inferior a 1 psia. Puede suponerse, con un error muy pequeño, que la vaporización se produce a presión constante.
- b) La tubería de aspiración del compresor está adecuadamente aislada para evitar lo más posible el sobrecalentamiento y permitir que, durante los cálculos, pueda suponerse que éste no ocurre.
- c) La tubería de aspiración es muy corta y, aparte del hecho de que el refrigerante está en estado de vapor, la caída de presión a través de ella es muy pequeña. Por lo tanto, es razonable suponer que no se produce sobrecalentamiento por el ambiente y que puede despreciarse la caída de presión.
- d) Los procesos 4-5 (caída de presión) y 5-6 (aumento de presión) suceden simultáneamente a la entrada del refrigerante a la carcasa, por lo tanto, se supone que es poco probable que la caída en la presión de entrada a la carcasa sea significativa.
- e) Las pérdidas de fricción que ocurren en el proceso 6-7 son difíciles de evaluar, pero puede suponerse que las pérdidas por rozamiento son pequeñas en comparación con el trabajo que se realiza sobre el refrigerante durante la compresión. Las pérdidas de energía de presión, producidas por rozamiento viscoso cuando el refrigerante está en estado de vapor, son muy pequeñas en comparación con los cambios totales de energía que se miden.
- f) Generalmente, pueden hacerse las mismas suposiciones en la condensación (Proceso 10-12) que en la evaporación (Proceso 1-3), a excepción de que el rozamiento viscoso de un líquido produce una caída de presión mayor.

Una vez realizadas estas consideraciones sobre la gráfica de la figura 2.29, se modifica para obtener la gráfica de la figura 2.30 .

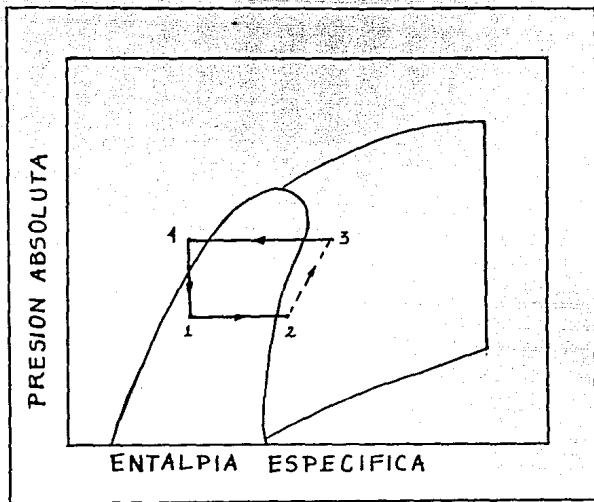


Fig. 2.30 Ciclo de Funcionamiento Teórico de la bomba de calor mecánica P.A. Hilton Ltd.

2.2.4. Carga de Refrigerante

El procedimiento para recargar la bomba de calor P.A. Hilton Ltd. con gas refrigerante se encuentra en la página 3, sección 8, del manual de operación del aparato. Consideré repetitivo volver a enunciar las instrucciones de carga dentro de esta sección. En su lugar he decidido incluir la técnica general de carga de refrigerante a un sistema de compresión de vapor. Decidí esto por que considero que es de mayor utilidad que el lector conozca cómo cargar cualquier sistema a que conozca cómo cargar un sistema en particular.

La cantidad de refrigerante que debe añadirse al sistema para carga inicial o recarga, depende del tamaño del equipo y de la cantidad

de refrigerante que se hace circular. En sistemas muy grandes es práctica común, simplemente pesar la carga colocando el cilindro de refrigerante en una balanza apropiada y observar la reducción del peso en libras. En sistemas más pequeños y particularmente aquellos que son unidades paquete autocontenidas, la carga de refrigerante del sistema es crítica con tolerancia de onzas, más bien que en libras completas. En estos casos se recomienda utilizar un "cilindro de carga". El refrigerante del cilindro se transfiere al cilindro de carga, el cual tiene una escala visible al operar de tal manera que pueda medir con precisión la cantidad de refrigerante y compensar las condiciones de presión y temperatura.

Técnicas de carga de refrigerante

El refrigerante puede ser añadido al sistema en forma líquida o de vapor. El refrigerante se añade en forma de vapor cuando la unidad está operando, a través de la válvula de succión. El refrigerante puede añadirse en forma líquida, cuando la unidad está apagada y en la condición de evacuación, a través de la válvula de servicio de la línea de líquido.

a) Procedimiento de carga de refrigerante en estado gaseoso : El procedimiento de carga se muestra en la figura 2.31 . Los pasos a seguir son :

- 1) Instalar el cabezal o distribuidor múltiple ("Manifold"). El cabezal es un aparato utilizado para la medición de presiones en los sistemas de compresión de vapor. Incluye dos manómetros: uno para el lado de alta presión y otro para el lado de baja presión, con conexiones para las válvulas de succión y descarga.
- 2) Conectar el cilindro de refrigerante a la conexión central del cabezal y abrir la válvula del lado de baja presión del cabezal.
- 3) Colocar el cilindro en posición hacia arriba.
- 4) Girar la válvula de servicio de succión dos vueltas fuera de su asiento.
- 5) Abrir la válvula del cilindro de refrigerante.

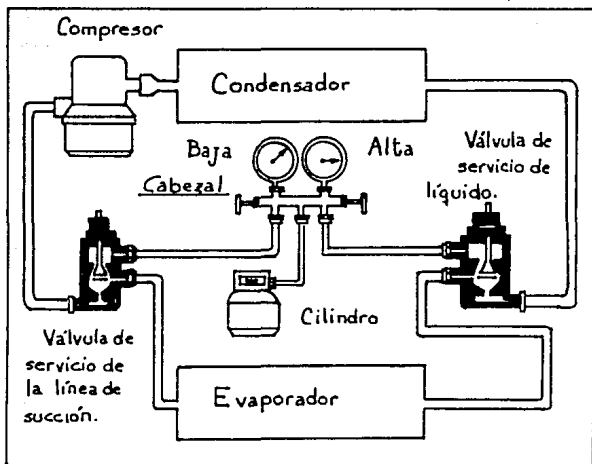


Fig. 2.31 Carga de refrigerante gaseoso

- 6) Una vez que se halla añadido la carga correcta al sistema, cerrar la válvula del cabezal del lado de baja y la válvula del cilindro de refrigerante.
 - 7) Asestar atrás las válvulas del servicio de succión y de la línea de líquido. Retirar las mangueras y taponar los orificios.
- b) Procedimiento de carga de refrigerante líquido : El procedimiento de carga de refrigerante líquido se muestra en la figura 2.32 y se detalla a continuación :
- 1) Instalar el cabezal o distribuidor múltiple.
 - 2) Conectar el cilindro de refrigerante y colocarlo invertido, a menos que esté equipado con una válvula líquido-vapor, la cual permite extraer líquido en posición hacia arriba.
 - 3) Abrir las válvulas de servicio de succión y líquido una vuelta fuera de su asiento.

- 4) Abrir la válvula en el lado de alta presión del cabezal.
- 5) Abrir la válvula del cilindro y añadir al refrigerante al sistema.
- 6) Después de añadir la carga correcta, cerrar la válvula del lado de alta presión del cabezal y cerrar la válvula del cilindro de refrigerante. Asentar atrás las válvulas de servicio de succión y líquido.
- 7) Desconectar el cabezal.

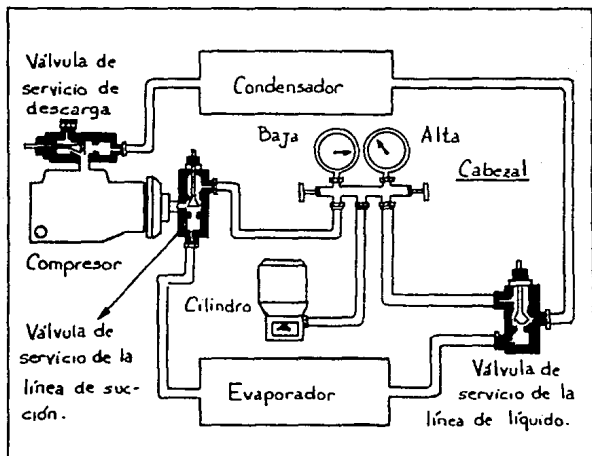


Fig. 2.32 Carga de refrigerante líquido.

C A P I T U L O I I I

III. EXPERIMENTACION Y ANALISIS DE RESULTADOS

3-1. Aspectos Generales

En este capítulo se ofrecen varios tipos de experimentos susceptibles de desarrollarse en una bomba de calor mecánica y enfocados hacia fines didácticos. Los experimentos 1 y 2 han sido diseñados para alumnos del tercer semestre de la carrera de ingeniería química. Estos dos experimentos ofrecen a los alumnos de los primeros semestres la oportunidad de aplicar sus conocimientos en la realización de balances simples de materia y energía, además de ver "en vivo" las deducciones que se derivan del ciclo de Carnot y una comprobación práctica de las leyes termodinámicas.

El experimento 3 fue diseñado para los alumnos de los últimos semestres de ingeniería química. En él, los alumnos podrán familiarizarse con el ciclo de refrigeración en una etapa, sus gráficas características e implicaciones prácticas.

Estos tres experimentos involucran una técnica de operación muy similar y en algunos casos, solo varían las variables de medición.

3-1.1. Técnica de Operación

El procedimiento experimental a seguir con la bomba de calor P.A. Hilton Ltd. es el siguiente :

- 1) Conectar el enchufe del equipo al tomacorriente del laboratorio.
- 2) Checar que las mangueras de agua estén bien colocadas y que su salida conduzca a un desagüe.
- 3) Colocar los termómetros en los alojamientos previstos, de acuerdo con las temperaturas a medir.
- 4) Abrir la llave de entrada de agua al sistema y, por tanteo, regular la válvula reductora de presión y las dos válvulas de suministro ajustables de los tanques de condensación y evaporación para proporcionar un flujo de agua adecuado y constante.
- 5) Ajustar la válvula de expansión de refrigerante aproximadamente a la mitad de su carrera.

- 6) Anotar la potencia que marca inicialmente el vatímetro antes de poner en marcha el equipo.
- 7) Prender el switch del aparato, localizado en su parte frontal, que da paso a la electricidad y pone en marcha al compresor.
- 8) Esperar unos treinta minutos para tomar datos experimentales. La unidad necesita de este tiempo para llegar a su equilibrio a partir del arranque inicial.

- Recomendaciones

- a) Las válvulas de suministro de agua a los tanques (No la válvula reductora) y la válvula de expansión de refrigerante pueden ajustarse para obtener las condiciones deseadas.
- b) Una vez que el aparato ha estado funcionando durante algún tiempo, un cambio notable en las condiciones, exigirá aproximadamente de 15 a 20 minutos para que el equipo llegue al equilibrio.
- c) Una vez terminados los experimentos, debe desconectarse primero la electricidad y luego el agua. Jamás debe desconectarse primero el agua. (6)

3.2. Experimento 1 : Balances sencillos de materia y energía en una bomba de calor mecánica

Para la realización de esta práctica se debe seguir la técnica de operación descrita en la sección anterior y recopilar los siguientes datos experimentales :

- Temperatura de suministro de agua.
- Temperatura del agua a la salida del tanque de condensación.
- Temperatura del agua a la salida del tanque de evaporación.
- Flujo de agua al condensador.
- Flujo de agua al evaporador.
- Potencia inicial (Marcada en el vatímetro).
- Potencia final (Marcada en el vatímetro).

Para poder realizar los cálculos teóricos se supone un rendimiento total del compresor del 45 %.

A) Datos ExperimentalesAgua :

Temperatura de suministro :	19°C
Temperatura de salida del condensador :	20.5°C
Temperatura de salida del evaporador :	15°C
Flujo al condensador :	80 lb/hr (36.29 kg/hr)
Flujo al evaporador :	90 lb/hr (40.82 kg/hr)

Potencia :

Potencia inicial :	26.86 KWH
Potencia final :	27.13 KWH

B) Cálculos

Existen dos procedimientos diferentes para realizar el balance de materia y energía en el equipo. A continuación explicaré ambos procedimientos. Nótese que no importa cuál de ellos se siga, el resultado es exactamente el mismo.

- 1) Balance de materia y energía en base a entradas y salidas del sistema --. Físicamente, existen dos entradas al sistema : la tubería de entrada de agua al sistema y el tomacorriente que suministra energía eléctrica al sistema. De igual manera, existen dos salidas del sistema que pueden apreciarse de forma física : las dos mangueras que conducen el agua a la coladera o cañería. El diagrama esquemático de la figura 3.1 ilustra lo anteriormente expuesto y de él se deduce que, ya que no existe acumulación ni reacción química en el sistema :

$$\text{Entradas} = \text{Salidas} \quad (3.1)$$

de donde :

$$\boxed{m_1 H_1 + P = m_2 H_2 + m_3 H_3} \quad (3.2)$$

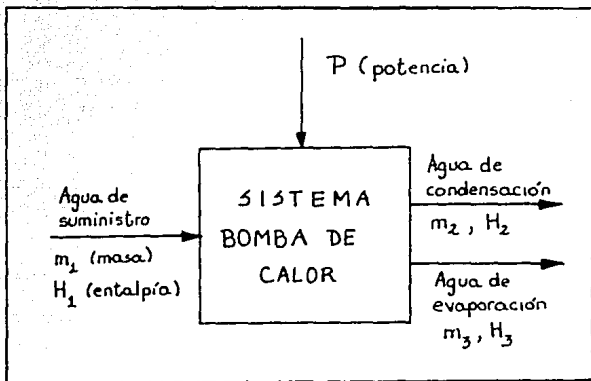


Fig. 3.1 Entradas y salidas del sistema bomba de calor.

La ecuación 3.2. representa el balance de materia y energía del agua en el sistema bomba de calor en base a masas y entalpías. Así pues, procederé a resolver el balance :

- Cálculo de potencia

$$\left[\begin{array}{l} \text{Potencia suministrada al} \\ \text{sistema} \end{array} \right] = (27.13 - 26.86) \text{ KWH} = 0.27 \text{ KWH}$$

El compresor utiliza solo una parte de la potencia suministrada para realizar el trabajo de compresión, por lo cual, se supondrá una eficiencia del compresor del 45 % para calcular el trabajo real suministrado al equipo.

$$\left[\begin{array}{c|c} 0.27 \text{ KWH} & 860 \text{ Kcal/hr} \\ \hline & 1 \text{ KWH} \end{array} \right] \times 0.45 = \underline{\underline{104.50 \text{ Kcal/hr}}}$$

- Cálculo de entalpías

Las entalpías por unidad de masa se calculan mediante la ecuación 3.3, tomando como temperatura de referencia 0°C.

$$H_T = C_p (T - T_{ref.}) \quad (3.3)$$

de donde :

$$H_1 = (1 \text{ Kcal}/(\text{Kg}^\circ\text{C})) (19 - 0)^\circ\text{C} = \underline{19 \text{ Kcal/Kg}}$$

$$H_2 = (1 \text{ Kcal}/(\text{Kg}^\circ\text{C})) (20.5 - 0)^\circ\text{C} = \underline{20.5 \text{ Kcal/Kg}}$$

$$H_3 = (1 \text{ Kcal}/(\text{Kg}^\circ\text{C})) (15 - 0)^\circ\text{C} = \underline{15 \text{ Kcal/Kg}}$$

- Balace de materia y energía

Balace de masa :

$$m_1 = m_2 + m_3$$
$$m_1 = (36.29 + 40.82) \text{ Kg/hr}$$
$$m_1 = \underline{77.11 \text{ Kg/hr}}$$

Sustituyendo el valor obtenido para m_1 y los valores de la potencia y entalpías en la ecuación 3.2, tenemos que :

$$(77.11 \text{ Kg/hr})(19 \text{ Kcal/Kg}) + 104.50 \text{ Kcal/hr} = (36.29 \text{ Kg/hr})(20.5 \text{ Kcal/Kg}) + (40.82 \text{ Kg/hr})(15 \text{ Kcal/Kg})$$
$$1569.59 \text{ Kcal/hr} = 1356.245 \text{ Kcal/hr}$$

$$\Delta = \underline{213.345 \text{ Kcal/hr}}$$

Esta diferencia (Δ) representa las pérdidas de energía que sufre el sistema a través del ventilador y que no fueron tomadas en cuenta en el presente análisis.

- 2) Balace de materia y energía en base al calor disipado o absorbido en los tanques de evaporación y condensación de la bomba de calor --
El calor absorbido por el agua en el tanque de condensación y el cedido por ésta en el tanque de evaporación son calores sensibles de-

bido a que en ambos casos la temperatura del agua varía entre los estados inicial y final. Estos calores sensibles pueden ser calculados con la ecuación :

$$Q_{\text{sensible}} = m C_p (T_f - T_i) \quad (3.4)$$

El balance de materia y energía en base a entradas y salidas de calor y trabajo del sistema es mostrado esquemáticamente en la figura 3.2 y está dado por la siguiente expresión matemática :

$$Q_{\text{evap.}} - Q_{\text{cond.}} + P = 0 \quad (3.5)$$

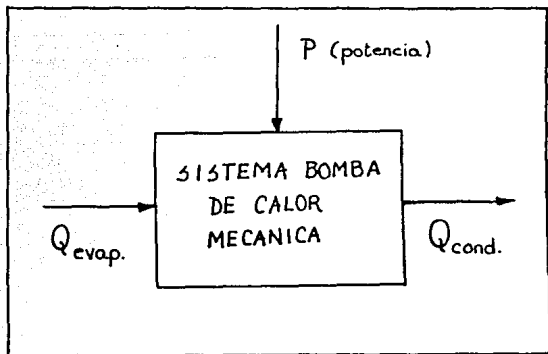


Fig. 3.2 Entradas y salidas de calor y trabajo del sistema bomba de calor.

- Cálculo de calores sensibles

$$\begin{aligned} Q_{\text{evap.}} &= (40.82 \text{ Kg/hr}) (1 \text{ Kcal}/(\text{Kg}^{\circ}\text{C})) (15 - 19)^{\circ}\text{C} \\ &= \underline{\underline{- 163.28 \text{ Kcal/hr}}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{cond.}} &= (36.29 \text{ Kg/hr}) (1 \text{ Kcal}/(\text{Kg}^\circ\text{C})) (20.5 - 19)^\circ\text{C} \\ &= \underline{54.435 \text{ Kcal/hr}} \end{aligned}$$

Los signos de los calores sensibles calculados se encuentran en función del calor absorbido o cedido por el agua, pero debido a que el balance de la ecuación 3.5 fue planteado en función al sistema bomba de calor, sus signos serán cambiados al efectuar el balance.

- Balance de materia y energía

El valor de la potencia utilizada por el aparato en el trabajo de compresión fue calculado en el procedimiento 1 de esta sección, así pues, sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 3.5, tenemos :

$$(163.28 - 54.435 + 104.5) \text{ Kcal/hr} = 0$$

$\Delta = \underline{213.345 \text{ Kcal/hr}}$
--

Esta diferencia es exactamente la misma que la obtenida en el procedimiento 1.

C) Balance en el Ventilador

La realización de este inciso se deja a criterio del profesor y es la comprobación experimental de que la diferencia (Δ), que resulta del balance de materia y energía, es en realidad el calor disipado al ambiente por el ventilador.

Para poder realizar esta parte del experimento se necesitan :

- Un manómetro diferencial que mida la caída de presión en milímetros de agua.
- Un tubo Pitot.
- Un termómetro (0 - 100°C)

Las variables a ser medidas son :

- Temperatura de entrada del aire al ventilador.
- Temperatura de salida del aire del ventilador.

- Temperatura ambiente
- Caída de presión del aire a través del ventilador

Datos Experimentales

Aire :

- Temperatura de entrada al ventilador : 20°C
- Temperatura de salida del ventilador : 23°C
- Caída de presión en el ventilador : 0.17 mm de agua

Temperatura ambiente : 20°C (293 °K)

Cálculos

$$\rho = \frac{P (P.M.)}{RT} \quad (3.6)$$

- donde : ρ = Densidad
P = Presión
P.M. = Peso molecular
R = Constante universal de los gases
T = Temperatura absoluta

Sustituyendo en la ecuación 3.6. las condiciones de presión y temperatura prevalecientes en el laboratorio, así como, el peso molecular del aire, se tiene que :

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{(585 \text{ mm Hg}) \left[\frac{1 \text{ atm.}}{760 \text{ mm Hg}} \right] \left[29 \frac{\text{RT.}}{\text{gr. mol}} \right]}{\left[0.082 \frac{\text{lt. atm.}}{\text{°K mol}} \right] (293 \text{ °K})}$$

$$\rho_{\text{aire}} = (0.93 \text{ gr/lt}) \left[\frac{1 \text{ Kg}}{1000 \text{ gr.}} \mid \frac{1000 \text{ lt.}}{1 \text{ m}^3} \right]$$

$$\rho_{\text{aire}} = \underline{\underline{0.93 \text{ Kg/m}^3}}$$

Ahora bien, ya que la medición de la caída de presión en el ven-

tilador fue realizada utilizando un tubo Pitot, el balance de energía en el instrumento permitirá calcular la velocidad del aire :

$$\Delta E_{\text{potencial}} + \Delta E_{\text{cinética}} + \Delta E_{\text{presión}} = 0$$

$$\frac{\rho \Delta z}{\rho_c} + \frac{\Delta u^2}{2 \rho_c} + \frac{\Delta P}{\rho} = 0$$

$$\frac{\rho (z_2 - z_1)}{\rho_c} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \rho_c} + \frac{P_2 - P_1}{\rho} = 0$$

Pueden eliminarse algunos términos en la ecuación anterior debido a que :

- a) No hay variación de la energía potencial en el instrumento ya que, su posición no cambia. ($z_2 = z_1$)
- b) La velocidad del aire a la entrada del tubo Pitot es 0. ($u_2 = 0$)

Por consiguiente, se tiene que :

$$\frac{u_1^2}{2 \rho_c} = \frac{P_2 - P_1}{\rho}$$

$$u_1 = \sqrt{\frac{2 \rho_c \Delta P}{\rho}} \quad (3.7)$$

Sustituyendo los datos obtenidos en la ecuación 3.7 se obtiene :

$$u_1 = \sqrt{\frac{2 \left[9.8 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}}{\text{Kg} \cdot \text{s}^2} \right] (0.17 \text{ mm H}_2\text{O}) \left[\frac{1 \text{ Kg/cm}^2}{1 \text{ mm H}_2\text{O}} \right]}{0.93 \text{ Kg./m}^3}}$$

$$u_1 = \underline{1.89 \text{ m/s}}$$

Utilizando el valor obtenido para u_1 en la ecuación 3.8. puede obtenerse el flujo másico de aire en el ventilador.

$$G = A u \rho \quad (3.8)$$

donde :
G = Flujo másico
A = Area de flujo
u = Velocidad del fluido
 ρ = Densidad del fluido

El área de flujo del ventilador es constante e igual a 460 cm.^2 (20 cm. de largo X 23 cm. de ancho). Por lo tanto ,

$$G = (460 \text{ cm}^2) \left[\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm.}} \right]^2 (1.89 \text{ m/s}) (0.93 \text{ Kg/m}^3) \left[\frac{3600 \text{ seg.}}{1 \text{ hr.}} \right]$$

$$G = \underline{291.075 \text{ Kg/hr}}$$

Este último dato nos permite finalmente calcular el calor disipado al ambiente por el ventilador. La capacidad calorífica del aire (C_p) fue leída de tablas a 20°C y 0.77 atm. .

$$Q = m C_p (T_2 - T_1)$$

$$Q_{\text{disipado}} = (291.075 \text{ Kg/hr}) (0.241 \text{ Kcal/(Kg}^\circ\text{C)}) (23 - 20)^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{disipado}} = \underline{210.447 \text{ Kcal/hr}}$$

Este valor es muy cercano al de la diferencia obtenida en el balance de materia y energía ($\Delta = 213.345 \text{ Kcal/hr}$). La pequeña diferencia que existe entre ambos valores, 2.898 Kcal/hr , se debe a la dificultad práctica de medir caídas de presión tan pequeñas en el ventilador; mientras más exacta sea la medición, menor será la diferencia entre ambos valores.

3.3. Experimento 2 : Ciclo de Carnot Inverso

Este experimento tiene la finalidad de que los alumnos del tercer semestre de ingeniería química aprendan a trazar un ciclo de refrigeración en diagramas P-H y T-S, que vean la diferencia entre el ciclo de Carnot inverso y uno práctico. Se pretende también que aprecien en la realidad el significado de las palabras : "transferir calor de una fuente fría a una caliente con un consiguiente consumo de trabajo" (Segunda ley de la Termodinámica).

Para la realización de esta práctica se debe seguir la técnica de operación descrita en la sección 3.1.1. y recopilar los siguientes datos experimentales :

- Temperatura de entrada del refrigerante al condensador.
- Temperatura de salida del refrigerante del condensador.
- Temperatura de entrada del refrigerante al evaporador.
- Temperatura de salida del refrigerante del evaporador.
- Presión en el condensador.

Si se desea, se puede tomar el dato de flujo de refrigerante para utilizar entalpías por unidad de tiempo en lugar de por unidad de masa, aunque esto no es necesario.

A) Datos Experimentales

Refrigerante : Freón 12 (diclorodifluorometano)

Temperatura de entrada al condensador :	103°C
Temperatura de salida del condensador :	22°C
Temperatura de entrada al evaporador :	- 2.5°C
Temperatura de salida del evaporador :	13°C
Presión en el condensador :	1500 KN/m^2
Flujo de refrigerante :	12 lb/hr (5.44 Kg/hr)

B) Gráficas

Se grafican los datos experimentales en diagramas P-H y T-S como se muestra a continuación :

- Diagrama Presión-Entalpía

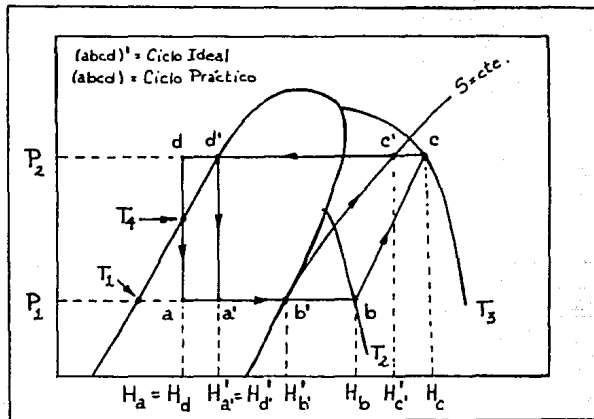


Fig. 3.3 Trazado de un ciclo de refrigeración en un diagrama P-H.

Las variables graficadas en la figura 3.3 son :

- P_2 = Presión en el condensador.
- P_1 = Presión en el evaporador.
- T_1 = Temperatura de entrada al evaporador.
- T_2 = Temperatura de salida del evaporador.
- T_3 = Temperatura de entrada al condensador.
- T_4 = Temperatura de salida del condensador.

El diagrama P-H para el R-12 se encuentra al final de este capítulo. En él pueden trazarse los datos experimentales en la forma arriba mostrada y leer los siguientes valores de entalpías :

$H_a = H_d = 58 \text{ KJ/Kg}$	$H_{a'} = H_{d'} = 96 \text{ KJ/Kg}$
$H_b = 197 \text{ KJ/Kg}$	$H_{b'} = 186 \text{ KJ/Kg}$
$H_c = 245 \text{ KJ/Kg}$	$H_{c'} = 217 \text{ KJ/Kg}$

- Diagrama Temperatura-Entropía

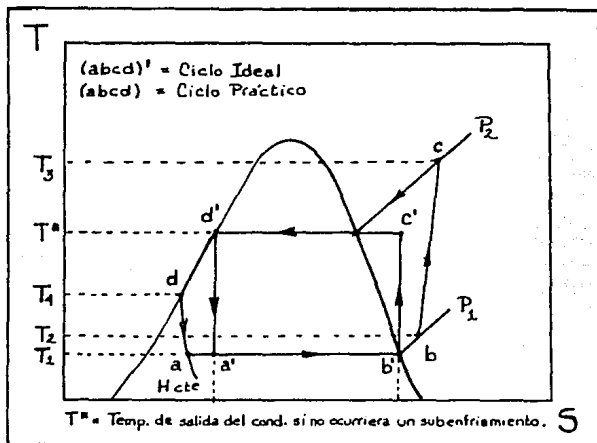


Fig. 3.4 Trazado de un ciclo de refrigeración en un diagrama T-S.

La nomenclatura utilizada para las variables de la figura anterior es la misma que la utilizada para la figura 3.3. Esto permite una fácil comparación entre la representación gráfica de los procesos del ciclo de refrigeración en un diagrama P-H y en uno T-S.

El diagrama T-S para el R-12 se encuentra al final de este capítulo y de él se obtienen exactamente los mismos valores de entalpías para el conjunto de datos experimentales que los obtenidos en el diagrama P-H. En realidad, puede utilizarse indistintamente una gráfica u otra en la lectura de los datos.

Quisiera hacer notar que ambas gráficas son solo planos que cortan a un "sólido cuatridimensional" (de dimensiones : P,H,T y S) que representa el comportamiento termodinámico de la sustancia en cuestión.

C) Cálculos

Se obtienen los coeficientes de rendimiento (C.O.P.) del refrigerador y de la bomba de calor para el ciclo ideal y el ciclo práctico mediante las ecuaciones 3.9 y 3.10 .

$$\text{C.O.P.}_{\text{ref.}} = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{W_{\text{compresión}}} \quad (3.9)$$

$$\text{C.O.P.}_{\text{b.c.}} = \frac{Q_{\text{condensador}}}{W_{\text{compresión}}} \quad (3.10)$$

- Ciclo Práctico

$$1) \quad \text{C.O.P.}_{\text{b.c.}} = \frac{H_c - H_d}{H_c - H_b}$$

$$\text{C.O.P.}_{\text{b.c.}} = \frac{(245 - 58) \text{ KJ/Kg}}{(245 - 197) \text{ KJ/Kg}}$$

$$\text{C.O.P.}_{\text{b.c.}} = \underline{\underline{3.8958}}$$

$$2) \quad \text{C.O.P.}_{\text{ref.}} = \frac{H_b - H_a}{H_c - H_b}$$

$$\text{C.O.P.}_{\text{ref.}} = \frac{(197 - 58) \text{ KJ/Kg}}{(245 - 197) \text{ KJ/Kg}}$$

$$\text{C.O.P.}_{\text{ref.}} = \underline{\underline{2.8958}}$$

- Ciclo Ideal

$$1) \quad C.O.P._{b.c.} = \frac{H_c' - H_d'}{H_c' - H_b'}$$

$$C.O.P._{b.c.} = \frac{(217 - 96) \text{ KJ/Kg}}{(217 - 186) \text{ KJ/Kg}}$$

$C.O.P._{b.c.} = \underline{\underline{3.9032}}$
--

$$2) \quad C.O.P._{ref.} = \frac{H_b' - H_a'}{H_c' - H_b'}$$

$$C.O.P._{ref.} = \frac{(186 - 96) \text{ KJ/Kg}}{(217 - 186) \text{ KJ/Kg}}$$

$C.O.P._{ref.} = \underline{\underline{2.9032}}$
--

Notese que el C.O.P. del ciclo ideal es siempre mayor que el del ciclo práctico debido a las inevitables pérdidas de energía que existen en un sistema real. Cabe notar también que, para ambos casos, se cumple la relación :

$C.O.P._{ref.} + 1 = C.O.P._{b.c.}$

(3-11)

Esta relación solo es verdadera para la condición teórica en la cual no se toman en cuenta las pérdidas en el compresor ni las pérdidas térmicas en el sistema lo que ocasiona que esta relación no se cumpla.

3.4. Experimento 3 : Bomba de calor mecánica

Este experimento, al igual que los anteriores, utiliza la técnica de operación descrita al principio de este capítulo. La realización de los cálculos supone una buena comprensión del ciclo de refrigeración en una etapa y es por ello que este experimento fue diseñado para los estudiantes de los semestres avanzados de ingeniería química.

Las variables que deben ser recopiladas experimentalmente son :

- Temperatura de entrada del refrigerante al condensador.
- Temperatura de salida del refrigerante del condensador.
- Temperatura de entrada del refrigerante al evaporador.
- Temperatura de salida del refrigerante del evaporador.
- Presión en el condensador.
- Flujo de refrigerante en el sistema.
- Temperatura de suministro de agua.
- Temperatura de salida del agua del condensador.
- Temperatura de salida del agua del evaporador.
- Flujo de agua al condensador.
- Flujo de agua al evaporador.
- Potencia inicial.
- Potencia final.

A) Datos Experimentales

Refrigerante : Freón 12 (diclorodifluorometano)

Temperatura de entrada al condensador :	103°C
Temperatura de salida del condensador :	21°C
Temperatura de entrada al evaporador :	- 4°C
Temperatura de salida del evaporador :	13°C
Presión en el condensador :	1400 KN/m^2
Flujo de refrigerante :	14 lb/hr (6.35 Kg/hr)

Potencia :

Potencia inicial :	26.43 KWH
Potencia final :	26.57 KWH

AGUA :

Temperatura de suministro	:	20°C
Temperatura de salida del condensador	:	24°C
Temperatura de salida del evaporador	:	15.5°C
Flujo al condensador	:	95 lb/hr (43.09 Kg/hr)
Flujo al evaporador	:	90 lb/hr (40.82 Kg/hr)

B) Gráficas

Se grafican los datos experimentales del refrigerante en un diagrama P-H ó T-S como se muestra en las figuras 3-3. y 3-4. respectivamente. Los valores de las entalpías que resultan del trazado de los datos experimentales en las gráficas para el R-12 se listan a continuación. La nomenclatura es la misma que la utilizada para el experimento 2. (Ver gráficas al final del capítulo).

Datos recopilados de gráficas

<u>Ciclo Práctico</u>	<u>Ciclo Ideal</u>
$H_a = H_d = 56 \text{ KJ/Kg}$	$H'_a = H'_d = 92 \text{ KJ/Kg}$
$H_b = 197 \text{ KJ/Kg}$	$H'_b = 186 \text{ KJ/Kg}$
$H_c = 247 \text{ KJ/Kg}$	$H'_c = 215 \text{ KJ/Kg}$

C) Cálculos

a) Efecto Refrigerante :

1) Ciclo Práctico :

$$E.R._p = H_b - H_a$$

$$E.R._p = (197 - 56) \text{ KJ/Kg}$$

$$E.R._p = \underline{\underline{141 \text{ KJ/Kg}}}$$

2) Ciclo Ideal :

$$E.R._i = H'_b - H'_a$$

$$E.R._i = (186 - 92) \text{ KJ/Kg}$$

$$E.R._i = \underline{\underline{94 \text{ KJ/Kg}}}$$

b) Efecto de Bomba de calor :

1) Ciclo Práctico :

$$E.Bc._p = H_c - H_d$$

$$E.Bc._p = (247 - 56) \text{ KJ/Kg}$$

$$E.Bc._p = \underline{191 \text{ KJ/Kg}}$$

2) Ciclo Ideal :

$$E.Bc._i = H'_c - H'_d$$

$$E.Bc._i = (215 - 92) \text{ KJ/Kg}$$

$$E.Bc._i = \underline{123 \text{ KJ/Kg}}$$

c) Trabajo de compresión :

1) Ciclo Práctico :

$$(W_{comp.})_p = H_c - H_b$$

$$(W_{comp.})_p = (247 - 197) \text{ KJ/Kg}$$

$$(W_{comp.})_p = \underline{50 \text{ KJ/Kg}}$$

2) Ciclo Ideal :

$$(W_{comp.})_i = H'_c - H'_b$$

$$(W_{comp.})_i = (215 - 186) \text{ KJ/Kg}$$

$$(W_{comp.})_i = \underline{29 \text{ KJ/Kg}}$$

d) Coefficientes de Funcionamiento Teóricos :

Para obtenerlos se utilizarán las siguientes fórmulas :

$$(C.O.P._{ref.})_t = \frac{E.R.}{W_{comp.}} \quad (3.12)$$

$$(C.O.P._{b.c.})_t = \frac{E.Bc.}{W_{comp.}} \quad (3.13)$$

1) Ciclo Práctico :

$$(C.O.P._{ref.})_p = \frac{141 \text{ KJ/Kg}}{50 \text{ KJ/Kg}}$$

$$(C.O.P._{ref.})_p = \underline{2.8200}$$

$$(C.O.P._{b.c.})_p = \frac{191 \text{ KJ/Kg}}{50 \text{ KJ/Kg}}$$

$$(C.O.P._{b.c.})_p = \underline{3.8200}$$

2) Ciclo Ideal :

$$(C.O.P._{ref.})_i = \frac{94 \text{ KJ/Kg}}{29 \text{ KJ/Kg}}$$

$$(C.O.P._{ref.})_i = \underline{3.2414}$$

$$(C.O.P._{b.c.})_i = \frac{123 \text{ KJ/Kg}}{29 \text{ KJ/Kg}}$$

$$(C.O.P._{b.c.})_i = \underline{4.2414}$$

e) Coefficientes de Funcionamiento Reales

Como ya expliqué antes, la relación de la ecuación 3.11 solo se cumple para la condición teórica, la eficiencia real de refrigeración y/o de bomba de calor se mide en base a la potencia suministrada al aparato.

$$\text{Potencia Suministrada} = (26.57 - 26.43) \text{ KWH}$$

$$P_{\text{sum.}} = 0.14 \text{ KWH} \left[\frac{3600 \text{ KJ/hr}}{1 \text{ KWH}} \right]$$

$$P_{\text{sum.}} = \underline{504 \text{ KJ/hr}}$$

Para efectuar el cálculo se utilizarán las ecuaciones :

$$\eta_{\text{ref.}} = \frac{m_r (E.R._p)}{P_{\text{sum.}}} \quad (3.14)$$

$$\eta_{\text{b.c.}} = \frac{m_r (E.Bc._p)}{P_{\text{sum.}}} \quad (3.15)$$

en donde : m_r = masa de refrigerante.

$$\eta_{\text{ref.}} = \frac{(6.35 \text{ Kg/hr})(141 \text{ KJ/Kg})}{504 \text{ KJ/hr}}$$

$$\eta_{\text{ref.}} = \underline{1.7765}$$

$$\eta_{\text{b.c.}} = \frac{(6.35 \text{ Kg/hr})(191 \text{ KJ/Kg})}{504 \text{ KJ/hr}}$$

$$\eta_{\text{b.c.}} = \underline{2.4064}$$

Nótese que en este caso (caso real) no se cumple la relación enunciada en la ecuación 3.11. .

f) Rendimiento de Refrigeración

Se define en base a las siguientes relaciones :

$$(\% \text{ Ref.})_r = \left[\frac{\eta_{\text{ref.}}}{(\text{C.O.P.}_{\text{ref.}})_1} \right] \cdot 100 \quad (3.16)$$

$$(\% \text{ Ref.})_1 = \left[\frac{(\text{C.O.P.}_{\text{ref.}})_p}{(\text{C.O.P.}_{\text{ref.}})_1} \right] \cdot 100 \quad (3.17)$$

- Rendimiento de refrigeración real

$$(\% \text{ Ref.})_r = \left[\frac{1.7765}{3.2414} \right] \cdot 100$$

$$\boxed{(\% \text{ Ref.})_r = \underline{54.80 \%}} \quad (\text{Porcentaje real obtenido})$$

- Rendimiento de refrigeración ideal

$$(\% \text{ Ref.})_i = \left[\frac{2.8200}{3.2414} \right] \cdot 100$$

$$\boxed{(\% \text{ Ref.})_i = \underline{86.99 \%}}$$

g) Rendimiento de Bomba de calor

Para este cálculo se utilizan relaciones similares a las utilizadas en el inciso f.

$$\boxed{(\% \text{ Bc.})_r = \left[\frac{\eta_{\text{b.c.}}}{(\text{C.O.P.}_{\text{b.c.}})_i} \right] \cdot 100} \quad (3-18)$$

$$\boxed{(\% \text{ Bc.})_i = \left[\frac{(\text{C.O.P.}_{\text{b.c.}})_p}{(\text{C.O.P.}_{\text{b.c.}})_i} \right] \cdot 100} \quad (3-19)$$

- Rendimiento de bomba de calor real

$$(\% \text{ Bc.})_r = \left[\frac{2.4064}{4.2414} \right] \cdot 100$$

$$\boxed{(\% \text{ Bc.})_r = \underline{56.74 \%}} \quad (\text{Porcentaje real obtenido})$$

- Rendimiento de bomba de calor ideal

$$(\% \text{ Bc.})_i = \left[\frac{3.8200}{4.2414} \right] \cdot 100$$

$$\boxed{(\% \text{ Bc.})_i = \underline{90.06 \%}}$$

b) Eficiencia del compresor

La eficiencia del compresor está dada por :

$$\eta_{\text{comp.}} = \frac{(\dot{W}_{\text{comp.}})_i}{(\dot{W}_{\text{comp.}})_p} \quad (3.20)$$

Así pues,

$$\eta_{\text{comp.}} = \frac{29 \text{ KJ/Kg}}{50 \text{ KJ/Kg}}$$

$$\eta_{\text{comp.}} = \underline{0.58}$$

1) Balance de materia y energía

El balance de materia y energía para el refrigerante está dado por la ecuación 3.21 . Es importante resaltar que no todo el calor cedido o absorbido por el refrigerante proviene o va a dar al agua sino que, como se trata de un sistema con tanques abiertos, parte del calor se disipa o proviene del ambiente.

$$Q_{\text{evap.}} - Q_{\text{cond.}} + P_{\text{utilizada}} + Q_{\text{amb.}} = Q_{\text{venti.}} \quad (3.21)$$

1) Calor absorbido por el refrigerante en el evaporador ($Q_{\text{evap.}}$)

$$Q_{\text{evap.}} = \dot{m}_r (E.R.)_p$$

$$Q_{\text{evap.}} = (6.35 \text{ Kg/hr }) (141 \text{ KJ/Kg })$$

$$Q_{\text{evap.}} = \underline{895.35 \text{ KJ/hr}}$$

2) Calor perdido por el refrigerante en el condensador ($Q_{\text{cond.}}$)

$$Q_{\text{cond.}} = \dot{m}_r (E.Bc.)_p$$

$$Q_{\text{cond.}} = (6.35 \text{ Kg/hr})(191 \text{ KJ/Kg})$$

$$Q_{\text{cond.}} = \underline{1212.85 \text{ KJ/hr}}$$

3) Potencia utilizada ($P_{\text{utilizada}}$)

Se calcula mediante la fórmula :

$$P_{\text{utilizada}} = P_{\text{sum.}} \eta_{\text{comp.}} \quad (3.22)$$

Por lo tanto :

$$P_{\text{utilizada}} = (504 \text{ KJ/hr})(0.58)$$

$$P_{\text{utilizada}} = \underline{292.32 \text{ KJ/hr}}$$

4) Calor intercambiado con el ambiente ($Q_{\text{amb.}}$)

En la obtención de esta variable se utilizará el siguiente conjunto de ecuaciones :

$$Q_{\text{H}_2\text{O evap.}} = m_{\text{H}_2\text{O evap.}} C_{p\text{H}_2\text{O}} (T_{\text{sat.}} - T_{\text{ent.}}) \quad (3.23)$$

$$Q_{\text{H}_2\text{O cond.}} = m_{\text{H}_2\text{O cond.}} C_{p\text{H}_2\text{O}} (T_{\text{sat.}} - T_{\text{ent.}}) \quad (3.24)$$

$$Q_{\text{cedido por el ambiente al evaporador}} = Q_{\text{evap.}} - Q_{\text{H}_2\text{O evap.}} \quad (3.25)$$

$$Q_{\text{dissipado al ambiente en el condensador}} = Q_{\text{cond.}} - Q_{\text{H}_2\text{O cond.}} \quad (3.26)$$

$$Q_{\text{amb.}} = Q_{\text{dissipado al ambiente en el condensador}} - Q_{\text{cedido por el ambiente al evaporador}} \quad (3.27)$$

Utilizando estas ecuaciones para obtener $Q_{\text{amb.}}$ se tiene :

$$Q_{H_2O \text{ evap.}} = (40.82 \text{ Kg/hr}) (1 \text{ Kcal}/(\text{Kg}^\circ\text{C})) (15.5 - 20)^\circ\text{C}$$

$$Q_{H_2O \text{ evap.}} = -183.69 \text{ Kcal/hr} \left[\frac{4.1855 \text{ KJ}}{1 \text{ Kcal.}} \right]$$

$$Q_{H_2O \text{ evap.}} = \underline{\underline{-768.83 \text{ KJ/hr}}}$$

$$Q_{H_2O \text{ cond.}} = (43.09 \text{ Kg/hr}) (1 \text{ Kcal}/(\text{Kg}^\circ\text{C})) (24 - 20)^\circ\text{C}$$

$$Q_{H_2O \text{ cond.}} = 172.36 \text{ Kcal/hr} \left[\frac{4.1855 \text{ KJ}}{1 \text{ Kcal.}} \right]$$

$$Q_{H_2O \text{ cond.}} = \underline{\underline{721.41 \text{ KJ/hr}}}$$

$$Q_{\text{cedido por el ambiente al evaporador.}} = (895.35 - 768.83) \text{ KJ/hr}$$

$$Q_{\text{cedido por el ambiente al evaporador.}} = \underline{\underline{126.52 \text{ KJ/hr}}}$$

$$Q_{\text{dissipado al ambiente en el condensador.}} = (1212.85 - 721.41) \text{ KJ/hr}$$

$$Q_{\text{dissipado al ambiente en el condensador.}} = \underline{\underline{491.44 \text{ KJ/hr}}}$$

$$Q_{\text{amb.}} = (491.44 - 126.52) \text{ KJ/hr}$$

$$Q_{\text{amb.}} = \underline{\underline{364.92 \text{ KJ/hr}}}$$

5) Calor dissipado al ambiente por el ventilador ($Q_{\text{venti.}}$)

Utilizando la ecuación 3.21 se tiene que :

$$Q_{\text{venti.}} = (895.35 - 1212.85 + 292.32 + 364.92) \text{ KJ/hr}$$

$$Q_{\text{venti.}} = \underline{\underline{339.74 \text{ KJ/hr}}}$$

La cantidad de calor disipado en el ventilador puede obtenerse también por medio del balance de materia y energía para el agua. Este balance fue explicado en el experimento 1 a través de los procedimientos 1 y 2. A continuación se realiza este balance utilizando ambos procedimientos a manera de comprobación.

Procedimiento 1

$$m_{H_2O} \text{ Total} = m_{H_2O} \text{ evap.} + m_{H_2O} \text{ cond.}$$

$$m_{H_2O} \text{ Total} = (40.82 + 43.09) \text{ Kg/hr}$$

$$m_{H_2O} \text{ Total} = \underline{\underline{83.91 \text{ Kg/hr}}}$$

- Balance de materia y energía

$$\left[(83.91 \text{ Kg/hr})(20 \text{ Kcal/Kg}) - (40.82 \text{ Kg/hr})(15.5 \text{ Kcal/kg}) - (43.09 \text{ Kg/hr})(24 \text{ Kcal/Kg}) \right] \left[\frac{4.1855 \text{ KJ}}{1 \text{ Kcal.}} \right] + 292.32 \text{ KJ/hr} = 0$$

$$\left[(1678.2 - 632.71 - 1034.16) \text{ Kcal/hr} \right] \left[\frac{4.1855 \text{ KJ}}{1 \text{ Kcal.}} \right] + 292.32 \text{ KJ/hr} = 0$$

$$\Delta = \underline{\underline{339.74 \text{ KJ/hr}}}$$

Calor disipado al ambiente por el ventilador.

Procedimiento 2

$$Q_{H_2O} \text{ evap.} - Q_{H_2O} \text{ cond.} + P_{\text{utilizada}} = 0$$

$$(268.83 - 721.41 + 292.32) \text{ KJ/hr} = 0$$

$$\Delta = \underline{\underline{339.74 \text{ KJ/hr}}}$$

Calor disipado al ambiente por el ventilador.

3.5. Corridas Experimentales

En esta sección se proporcionan seis corridas experimentales para las cuales se ha seleccionado diferentes combinaciones de flujos de agua al condensador y al evaporador, tratando de cubrir toda la gama de flujos de agua factibles de utilizarse en la unidad. Se reportan también los valores de las variables obtenidos, a partir de los datos experimentales, en base a los cálculos descritos para los diferentes experimentos de este capítulo.

Tabla 3.1. : Datos Experimentales

Número de corrida		1	2	3	4	5	6
T_{R-12} ent. cond.	°C	64	61	63	61	72	78
T_{R-12} sal. cond.	°C	22	21	22	25	21	23
T_{R-12} ent. evap.	°C	- 6	- 5	- 5	- 1	- 4	- 2
T_{R-12} sal. evap.	°C	6	8	9	11	11	13
Flujo $R-12$	lb/hr	35	34	34	43	23	30
	Kg/hr	15.88	15.42	15.42	19.50	10.43	13.61
$P_{\text{condensador}}$	KK/m ²	700	700	780	860	800	900
T_{H_2O} suministro	°C	20	20	20	20	20	20
T_{H_2O} sal. cond.	°C	22	24	25	25	27	32
T_{H_2O} sal. evap.	°C	10	12	15	15	16	17
Flujo H_2O cond.	lb/hr	240	200	160	140	80	40
	Kg/hr	108.86	90.72	72.58	63.50	36.29	18.14
Flujo H_2O evap.	lb/hr	40	90	140	160	180	238
	Kg/hr	18.14	40.82	63.50	72.58	81.65	107.96
Potencia inicial	KWH	30.47	30.18	29.88	30.63	30.04	30.32
Potencia final	KWH	30.63	30.32	30.04	30.78	30.18	30.47

Tabla 3.2. : Entalpías

La nomenclatura utilizada en la elaboración de esta tabla es la misma que ha venido utilizándose a lo largo de este capítulo.

		Entalpía		Número de corrida					
				1	2	3	4	5	6
Ciclo Real	$H_a = H_d$	KJ/Kg	58	56	58	61	56	59	
	H_b	KJ/Kg	192	193	194	195	195	196	
	H_c	KJ/Kg	225	223	223	221	230	232	
Ciclo Ideal	$H'_a = H'_d$	KJ/Kg	62	62	66	70	67	72	
	H'_b	KJ/Kg	184	185	185	188	186	187	
	H'_c	KJ/Kg	203	202	204	206	205	207	

Tabla 3.3. : Variables calculadas

Variable		Número de corrida					
		1	2	3	4	5	6
E.R. (KJ/Kg)	P	134	137	136	134	139	137
	I	122	123	119	118	119	115
E.M. (KJ/Kg)	P	167	167	165	160	174	173
	I	141	140	138	136	138	135
$W_{somp.}$ (KJ/Kg)	P	33	30	29	26	35	36
	I	19	17	19	18	19	20
C.O.P. _{ref.}	P	4.0606	4.5667	4.6896	5.1538	3.9714	3.8055
	I	6.4210	7.2353	6.2632	6.5556	6.2632	5.7500
C.O.P. _{b.c.}	P	5.0606	5.5667	5.6896	6.1538	4.9714	4.8055
	I	7.4210	8.2353	7.2632	7.5556	7.2632	6.7500
$P_{suministrada}$	KJ/hr	576	504	576	540	504	540
$\eta_{ref.}$	—	3.6943	4.1915	3.6408	4.8389	2.8765	3.4529
$\eta_{b.c.}$	—	4.6041	5.1094	4.4172	5.7778	3.6008	4.3602

Continuación de la tabla 3.3

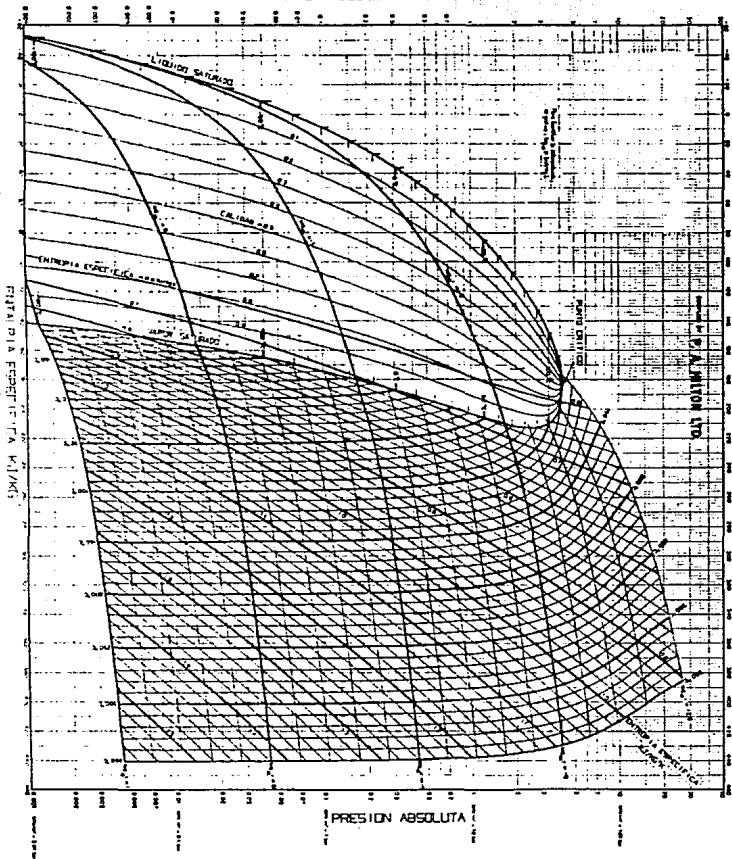
Variable		Número de corrida					
		1	2	3	4	5	6
(% Ref.)	P	57.53	57.93	58.13	73.81	45.93	75.83
	I	63.24	63.12	74.87	78.62	63.41	66.18
(% Ec.)	P	62.04	62.04	60.82	76.47	49.57	64.59
	I	68.19	67.60	78.33	81.45	68.45	71.19
η compresor	—	0.5757	0.5667	0.6552	0.6923	0.5428	0.5556
$Q_{evap.}$	KJ/hr	2127.92	2112.54	2097.12	2613.00	1449.77	1864.57
$Q_{cond.}$	KJ/hr	2651.96	2575.14	2544.30	3120.00	1814.82	2354.53
$P_{utilizada}$	KJ/hr	331.60	285.62	372.40	373.84	273.57	299.97
$Q_{H_2O\ evap.}$	KJ/hr	759.25	1366.82	1328.90	1518.92	1366.98	1355.60
$Q_{H_2O\ cond.}$	KJ/hr	911.27	1518.83	1518.92	1328.90	1063.24	911.10
$Q_{cedido\ por\ el\ amb.\ al\ evap.}$	KJ/hr	1368.67	745.72	768.22	1094.08	82.79	508.97
$Q_{dissipado\ al\ amb.\ en\ el\ cond.}$	KJ/hr	1740.69	1056.31	1025.38	1791.10	751.58	1443.43
$Q_{amb.}$	KJ/hr	372.02	310.59	257.16	697.02	668.79	934.46
$Q_{ventilador}$	KJ/hr	179.58	133.61	187.38	563.86	577.31	744.47

3.6. Gráficas

En las páginas siguientes se encuentran unas reducciones de los diagramas T-S y P-H para el R-12 proporcionados por el fabricante.

Las gráficas de las corridas experimentales reportadas en este capítulo no han sido incluidas en los diagramas, sin embargo, pueden leerse en ellos los valores de las entalpías utilizadas en los cálculos.

PRESION ABSOLUTA MM/m²



C A P I T U L O I V

IV. PRACTICAS PROPUESTAS

4.1. Aclaraciones

- Los experimentos 1 y 2 han sido incluidos en el mismo diseño de práctica, ya que, pueden ser realizados en una sola corrida experimental.
- La práctica titulada: "Balances sencillos de materia y energía en una bomba de calor mecánica" fue diseñada para los alumnos del tercer semestre de ingeniería química e incluye a los experimentos 1 y 2 .
- La práctica que incluye al experimento 3 , titulada: "Bomba de calor mecánica" , fue diseñada para la materia de laboratorio de transferencia de calor (Correspondiente al séptimo semestre de la carrera de ingeniería química) .
- Las secciones: "Descripción del equipo" y "Técnica de operación" son las mismas para ambos diseños de prácticas.
- Los fundamentos teóricos de los manuales fueron enfocados a los objetivos de cada práctica en base al nivel de conocimientos de los alumnos.
- Cada práctica incluye una sección bibliográfica con libros recomendados a los alumnos para la preparación previa y posterior a la realización de la práctica.

4.2. Manuales de Prácticas

En las páginas siguientes se presentan dos machotes de prácticas susceptibles de desarrollarse en la bomba de calor mecánica, marca P.A. Hilton Ltd. , de la Universidad La Salle.

BALANCES SENCILLOS DE MATERIA Y ENERGIA EN UNA BOMBA DE CALOR MECANICA

OBJETIVOS

- El alumno aprenderá a trazar el ciclo de refrigeración por compresión de vapor en diagramas T-S y P-H.
- El alumno utilizará los datos obtenidos experimentalmente para regular balances sencillos de materia y energía en el aparato.
- El alumno afirmará sus conocimientos sobre la segunda ley de la termodinámica y el ciclo de Carnot analizando el funcionamiento del aparato y sus efectos en los alrededores.

FUNDAMENTOS TEORICOS

El ciclo de funcionamiento ideal de una bomba de calor o termobomba es el de un ciclo de Carnot inverso. La secuencia de pasos descrita por este último es la siguiente :

- 1) Expansión Adiabática Reversible.
- 2) Expansión Isotérmica Reversible.
- 3) Compresión Adiabática Reversible.
- 4) Compresión Isotérmica Reversible.

La diferencia entre el ciclo de Carnot y el ciclo de Carnot inverso es únicamente la dirección en que opera, es decir, en el sentido de las manecillas del reloj (ciclo directo) o en el sentido inverso (termobomba). La dirección en que opere el ciclo no representa cambios fundamentales en las ecuaciones que lo describen, sin embargo, sí afecta su efecto neto. En el sentido de las manecillas del reloj, el efecto neto del ciclo es el de transferir calor de una fuente caliente a una fuente fría produciendo así un trabajo. El sentido inverso da origen al efecto contrario, el de termobomba o bomba de calor, que consiste en transferir calor de una fuente fría a una fuente caliente mediante un suministro de energía al sistema ya sea, en forma de trabajo o de calor a alta temperatura. Un esquema de ambos ciclos puede apreciarse en la figura 1.

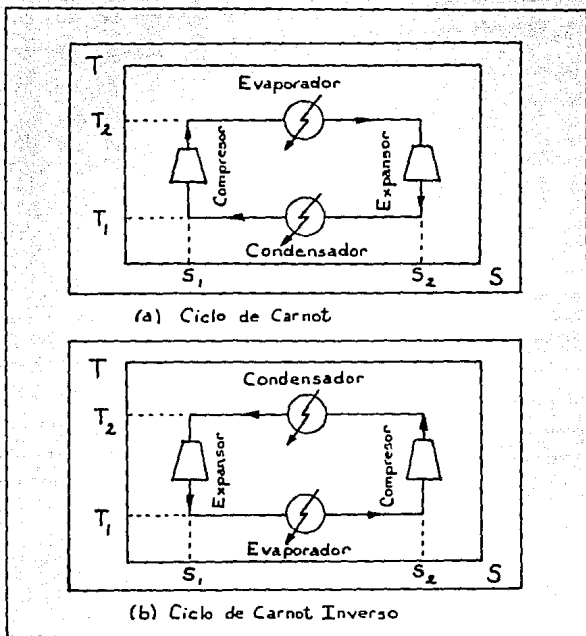


Fig. 1 Ciclo de Carnot : a) Directo
b) Inverso

Durante el funcionamiento del equipo como termobomba, el fluido condensante cede su calor de condensación a los alrededores calentándolos. Este efecto es denominado "efecto de bomba de calor". Al mismo tiempo, el fluido que se evapora toma calor de los alrededores enfriándolos. Este efecto se conoce como "efecto refrigerante". Ambos efectos suceden simultáneamente durante la operación de la termobomba.

La eficiencia del aparato, ya sea como bomba de calor o como refrigerador, se calcula mediante las ecuaciones siguientes :

$$(C.O.P.)_{b.c.} = \frac{Q_{cond.}}{W_{neto}}$$

$$(C.O.P.)_{ref.} = \frac{Q_{evap.}}{W_{neto}}$$

en donde :

$(C.O.P.)_{b.c.}$ = Coeficiente de rendimiento de una bomba de calor.

$(C.O.P.)_{ref.}$ = Coeficiente de rendimiento de un refrigerador.

$Q_{cond.}$ = Calor intercambiado en el condensador.

$Q_{evap.}$ = Calor intercambiado en el evaporador.

W_{neto} = Trabajo neto aportado al sistema.

Generalmente, a la eficiencia de una bomba de calor o refrigerador se le conoce comúnmente con el nombre de "coeficiente de rendimiento" ó C.O.P. (del inglés: "coefficient of performance"). Esto se debe a que el término "eficiencia" se utiliza para denominar al cociente de salidas contra entradas a un sistema y, en el caso de la bomba de calor, se tiene una entrada de calor al sistema (durante la expansión isotérmica) que no se toma en cuenta para la evaluación del rendimiento, mientras que en el caso del refrigerador, no se toma en cuenta la salida de calor del sistema que se lleva a cabo durante la compresión isotérmica.

DESCRIPCION DEL EQUIPO

El equipo utilizado para esta práctica es una bomba de calor mecánica, marca P.A. Hilton Ltd., instalada en el laboratorio de ingeniería química. Este dispositivo utiliza freón 12 (diclorodifluorometano)

como refrigerante y las tuberías que lo conducen son de cobre recubiertas de aislante. Los serpentines de evaporación y condensación son de cobre niquelado mientras que los tanques que los contienen son de acero inoxidable. El aparato cuenta con una válvula de expansión manual de latón niquelado y con un secador de sílice gel.

El diagrama esquemático del equipo se muestra en la figura 2. En él puede apreciarse el ciclo de funcionamiento de la bomba de calor. El refrigerante sobrecalentado es comprimido y bombeado a través de la tubería al serpentín del condensador. Este serpentín va inmerso en agua fría corriente en el tanque de condensación. La presión del refrigerante permanece prácticamente constante mientras pasa a través del serpentín, pero su temperatura disminuye, perdiendo su sobrecalentamiento y todo su calor latente o de cambio de fase (gas/líquido). Ambos calores, de sobrecalentamiento y latente, son absorbidos por el agua. El refrigerante llega al medidor de caudal como líquido subenfriado, aún a la presión y temperatura que tenía al salir del condensador. La función del secador de sílice gel es eliminar agua del sistema, en caso de que esta se encuentre presente.

El refrigerante se expande ahora a través de la válvula de expansión variable a mano, donde pasa a una presión inferior comenzando a hervir. La temperatura de ebullición o temperatura de vapor húmedo se mide antes de que el refrigerante pase a través del serpentín evaporador. Este serpentín va inmerso en agua fría corriente en el tanque evaporador. Durante su paso a través del serpentín, el refrigerante absorbe del agua el calor latente de evaporación y además recibe algo más de calor que sobrecalienta al refrigerante. El proceso de ebullición se produce a una presión constante. El vapor refrigerante sobrecalentado sale del evaporador, volviendo al compresor a través de la tubería de succión para empezar nuevamente el ciclo.

El agua utilizada como fuente de calor y sumidero de calor se toma de una red de suministro de agua fría pasando a través de una pequeña válvula reductora de presión para asegurar un caudal constante, reduciendo las variaciones de presión de la red de agua. El equipo emplea válvulas de control manual separadas para ajustar el caudal de agua a los depósitos de condensación y evaporación. Los caudales de agua a través de los depósitos se miden mediante medidores de caudal. El sis-

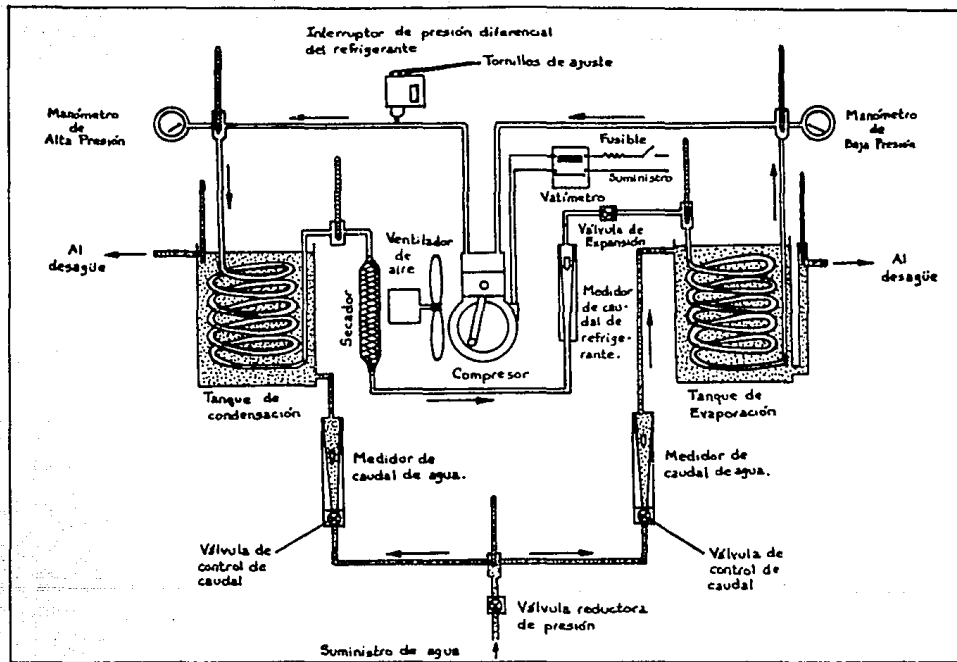


Fig. 2 Diagrama Esquemático de la Bomba de calor mecánica P.A. Hilton Ltd.

tema cuenta con un medidor de vatios por hora, el cual mide la potencia eléctrica suministrada al compresor.

TECNICA DE OPERACION

El procedimiento experimental a seguir es :

- 1) Conectar el enchufe del equipo al tomacorriente del laboratorio.
- 2) Checar que las mangueras de agua estén bien colocadas y que su salida conduzca a un desagüe.
- 3) Colocar los termómetros en los alojamientos previstos, de acuerdo con las temperaturas a medir.
- 4) Abrir la llave de entrada de agua al sistema y, por tanteo, regular la válvula reductora de presión y las dos válvulas de suministro ajustables de los tanques de condensación y evaporación para proporcionar un flujo de agua adecuado y constante.
- 5) Ajustar la válvula de expansión de refrigerante aproximadamente a la mitad de su carrera.
- 6) Anotar la potencia que marca inicialmente el vatímetro antes de poner en marcha el equipo.
- 7) Prender el switch del aparato, localizado en su parte frontal, que da paso a la electricidad y pone en marcha al compresor.
- 8) Esperar unos treinta minutos para tomar datos experimentales. La unidad necesita de este tiempo para llegar a su equilibrio a partir del arranque inicial.

- Recomendaciones

- a) Las válvulas de suministro de agua a los tanques (No la válvula reductora) y la válvula de expansión de refrigerante pueden ajustarse para obtener las condiciones deseadas.
- b) Una vez que el aparato ha estado funcionando durante algún tiempo un cambio notable en las condiciones, exigirá aproximadamente de 15 a 20 minutos para que el equipo llegue al equilibrio.
- c) Una vez terminados los experimentos, debe desconectarse primero la electricidad y luego el agua, nunca viceversa.

TRABAJO POSTERIOR A LA REALIZACION DE LA PRACTICA

El alumno deberá entregar al profesor lo siguiente :

- a) La hoja con los datos experimentales obtenidos en la práctica.
- b) La gráfica del ciclo de funcionamiento de la bomba de calor trazada en :
 - Un diagrama P-H .
 - Un diagrama T-S .
- c) El balance de materia y energía en base al agua (Suponer una eficiencia del compresor del 45 %).
- d) El valor del calor disipado en el ventilador.
- e) Los coeficientes de rendimiento teóricos de los efectos de bomba de calor y refrigerador, tanto para el ciclo ideal como para el ciclo práctico.

CUESTIONARIO

- 1) Definición de bomba de calor.
- 2) ¿Qué es trabajo?
- 3) Enuncie la segunda ley de la termodinámica.
- 4) ¿Cuál es el efecto neto del ciclo de Carnot inverso?
- 5) ¿Qué es calor?
- 6) Escriba la ecuación de la eficiencia de un ciclo de Carnot inverso.
- 7) Escriba la ecuación de definición de la primera ley de la termodinámica.
- 8) Explique la diferencia que existe entre un refrigerador y una bomba de calor.
- 9) Definición de refrigerador.
- 10) Mencione una aplicación práctica de la bomba de calor.

BIBLIOGRAFIA

- Belzhiser, Samuels y Eliassen - Termodinámica Química para Ingenieros - Editorial Prentice/Hall Internacional - 1980
- Castellan, Gilbert W. - Fisicoquímica - Fondo Educativo Interamericano, S.A. - 1976
- Smith & Van Ness - Introducción a la termodinámica en ingeniería química - Mac. Graw-Hill - 1980

DATOS OBTENIDOS EN : BOMBA DE CALOR MECANICA

Datos para el refrigerante (R-12)

Temperatura de salida del condensador	(°C)	
Temperatura de entrada al condensador	(°C)	
Temperatura de salida del evaporador	(°C)	
Temperatura de entrada al evaporador	(°C)	
Presión en el condensador	(KN/m ²)	
Presión en el evaporador	(KN/m ²)	

Datos para el agua

Temperatura de suministro	(°C)	
Temperatura de salida del condensador	(°C)	
Temperatura de salida del evaporador	(°C)	

Flujos

Unidades	lb/hr	Kg/hr
Flujo de refrigerante		
Flujo de agua al condensador		
Flujo de agua al evaporador		

Potencia suministrada

Unidades	KWH	KJ/hr
Potencia Inicial		
Potencia Final		

GRUPO _____ FECHA _____ PROFESOR _____

OBSERVACIONES _____

BOMBA DE CALOR MECANICA

OBJETIVOS

- El alumno aprenderá la diferencia que existe entre un ciclo de refrigeración práctico y uno ideal.
- El alumno utilizará los datos obtenidos experimentalmente para realizar el balance de materia y energía del aparato.
- El alumno afirmará sus conocimientos sobre refrigeración y bomba de calor analizando el funcionamiento del equipo.

FUNDAMENTOS TEORICOS

a) Generalidades

El ciclo de funcionamiento de una bomba de calor mecánica se muestra en las figuras 1 (a) y 1 (b), para un diagrama P-H y uno T-S respectivamente.

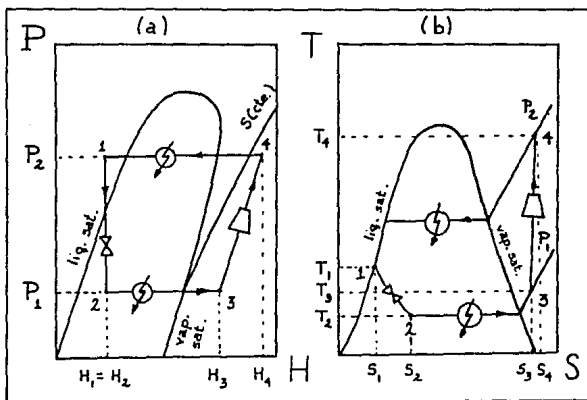


Fig. 1 Bomba de calor mecánica en :
 a) Un diagrama P-H
 b) Un diagrama T-S

El efecto de bomba de calor tiene lugar en el condensador, en el cual el fluido refrigerante que se licúa libera calor, calentando el medio circundante. Mientras que, el efecto refrigerante tiene lugar en el evaporador, en donde el fluido refrigerante absorbe del medio circundante el calor que necesita para evaporarse, provocando que la temperatura de éste decaiga.

Las definiciones de bomba de calor y refrigerador son :

- Bomba de calor : Es una máquina térmica cuya función principal es "transferir calor a una región a alta temperatura", generalmente por encima de la temperatura ambiente, desde una región a baja temperatura.
- Refrigerador : Es una máquina térmica cuya función principal es "extraer calor de una región de baja temperatura", generalmente por debajo de la temperatura ambiente, llevándolo a una región de alta temperatura.

Nótese que la frase "cuya función principal es", enfatiza las palabras "extraer calor" en el caso del refrigerador y "transferir calor" en el caso de la bomba de calor. La diferencia entre ambas máquinas térmicas, refrigerador y bomba de calor, solo depende de cuál es el efecto prioritario para el cual es realizado el diseño del sistema, sin embargo, ambos efectos pueden obtenerse con el mismo aparato. Así pues, la bomba de calor mecánica puede ser utilizada indistintamente para calentamiento o enfriamiento. Esto pone de relieve su principal aplicación : como aparato de calefacción durante los meses de invierno llevando el calor del frío medio ambiente al interior de las casas o edificios y como equipo de acondicionamiento de aire en el verano, absorbiendo el calor del aire en el interior del recinto y transfiriéndolo al exterior.

Parecería ser que un equipo de bomba de calor como el descrito rompe con las leyes de la naturaleza, calentando un cuerpo caliente a partir del calor de un cuerpo frío, es decir, transfiriendo calor de un cuerpo frío a uno caliente. La inconsistencia es solo aparente, ya que, para poder realizar la transferencia de calor se necesita hacer una aportación de energía al sistema, ya sea en forma de trabajo o bien de calor a alta temperatura. Podría decirse que, la naturaleza nos cobra un precio por "romper sus leyes". En el caso de la bomba de calor mecánica,

la aportación de trabajo tiene lugar en el compresor, al cual se le su ministra una potencia eléctrica para que funcione.

b) Ciclo de Funcionamiento

Una bomba de calor y un refrigerador tienen el mismo ciclo de funcionamiento. Dicho ciclo está basado en el ciclo inverso de Carnot, mostrado en la figura 2 (a), el cual es un ciclo "ideal" conformado por una secuencia de cuatro etapas reversibles :

- 1) Expansión Adiabática Reversible (ab)
- 2) Expansión Isotérmica Reversible (bc)
- 3) Compresión Adiabática Reversible (cd)
- 4) Compresión Isotérmica Reversible (da)

Aunque el funcionamiento de estos dispositivos, refrigerador y bomba de calor, se encuentra basado en el ciclo de Carnot inverso, este no es prácticamente viable debido a su reversibilidad. Con el fin de hacer prácticamente viable la utilización de la termobomba de Carnot, se deben realizar varias modificaciones al ciclo original. La secuencia descrita en la figura 2 nos lleva del ciclo de Carnot inverso a un ciclo más apegado a la realidad.

Digamos que, una bomba de calor se va a utilizar para calentar una habitación durante el invierno, la temperatura del foco caliente estará entonces determinada por la temperatura de confort deseada, que en este caso se supondrá de 25°C. Para poder lograr esto, se necesitará tomar calor del exterior (foco frío) que se encuentra a 0°C. Las dos temperaturas de intercambio de calor estarán especificadas por las condiciones de operación.

Ahora bien, para poder mantener la temperatura de la habitación constante, el fluido de trabajo deberá encontrarse a una temperatura mayor que 25°C para poder transferir calor hacia la habitación, mientras que, debido a que la temperatura del exterior no varía, el fluido de trabajo deberá tener una temperatura menor a 0°C para poder tomar calor del medio ambiente. El ciclo resultante (1-2-3-4) se muestra en la figura 2 (b). Las líneas punteadas muestran las temperaturas de la habitación y la ambiental. Este ciclo no puede ser considerado como un ciclo de Carnot inverso porque todos los procesos involucrados en

Si son reversibles, en tanto que, las transferencias de calor con diferencias de temperatura son procesos irreversibles. El ciclo mostrado es, por tanto, únicamente un "ciclo rectangular" dentro del plano T-S.

Por otra parte, ya que el ciclo de Carnot (inverso o directo) es el más eficiente posible, todo intento por reproducirlo con equipo real está justificado. Está claro que los procesos reversibles no pueden ser viables, pero al menos puede intentarse mantener la forma rectangular del ciclo.

Originalmente, Carnot imaginó que el ciclo era descrito por un motor de vapor ideal cuya sustancia operante era un "gas", sin embargo, si se utiliza un gas como fluido de trabajo en el ejemplo anterior, el ciclo resultante es el ilustrado en la gráfica de la figura 2 (c). En el punto 2, la temperatura del gas debe ser menor a la ambiental para que, mientras el gas recibe calor durante el proceso isobárico, su temperatura no sobrepase la del medio ambiente. Por razones similares, la temperatura del foco caliente deberá estar situada por encima de la temperatura a la que se desea mantener la habitación. El efecto de las áreas sombreadas sobre el ciclo de Carnot inverso es el de aumentar el trabajo neto requerido para operar el aparato, lo cual disminuye su eficiencia.

Una manera de eliminar estas áreas es utilizar un fluido de trabajo que condense durante la etapa 4-1 y que se evapore a lo largo de la etapa 2-3, así se mantienen los procesos 4-1 y 2-3 sobre una línea recta. Tal fluido de trabajo deberá entonces operar entre los estados líquido y vapor saturado dentro de la campana de cambio de fase. El diagrama del ciclo descrito es el mostrado en la figura 2 (d).

Habiendo llegado a este punto, aún resta analizar la factibilidad de construcción de un aparato o sistema que siga el ciclo de la figura 2 (d). Los procesos de cambio de fase no representan ningún problema práctico, pueden llevarse a cabo mediante intercambiadores de calor diseñados para operar dentro de las condiciones que se desean. El proceso de compresión (3-4) ocurre completamente dentro de la región de dos fases con gotitas de líquido presentes durante la operación. Las gotitas de líquido son un elemento no deseado en la operación de un compresor, ya que, pueden causar daño en las partes móviles del mismo. Es por esto

que, se prefiere que el proceso de compresión tenga lugar fuera de la campana de dos fases en la región de vapor sobrecalentado. El fluido de trabajo entra al compresor como vapor saturado y sale como vapor sobrecalentado a una temperatura mayor que la de condensación de la etapa 4-1. Esto implica un aumento en el trabajo requerido para operar el ciclo, pero este gasto adicional de energía se ve ampliamente recompensado por las ventajas que representa la compresión de un vapor seco.

Solamente falta analizar el proceso de expansión (1-2). Existen tres razones por las cuales la utilización del expansor o turbina no es la mejor opción para reducir la presión del fluido de trabajo :

- 1) El trabajo que produce la turbina es solo una pequeña fracción del requerido para operar el compresor, por lo que, no representa un aporte útil de energía.
- 2) El expansor o turbina presenta dificultades técnicas importantes cuando se utiliza un fluido en dos fases para moverlo.
- 3) Estos equipos tienen un alto precio comercial.

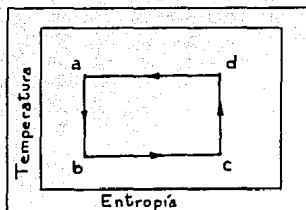
En lugar del expansor o turbina se prefiere utilizar algún dispositivo de estrangulación tal como una válvula isentrálpica. Aunque el coeficiente de rendimiento disminuye por la introducción de este proceso altamente irreversible, el menor costo, la fiabilidad y simplicidad ganadas compensan sobradamente el pequeño aumento de trabajo.

Después de todas estas consideraciones, el ciclo resultante es conocido como "ciclo de compresión de vapor estándar", o bien como, "ciclo ideal de refrigeración o bomba de calor". Este ciclo se encuentra representado en un diagrama Temperatura-Entropía y en un diagrama Presión-Entalpía en la figura 2 (e).

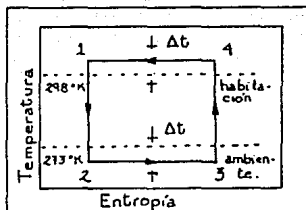
El ciclo de compresión de vapor estándar no es un ciclo totalmente apegado a la realidad, aún faltan consideraciones prácticas que no han sido tomadas en cuenta.

El ciclo real de compresión de vapor (Figura 3) comprende algunos cambios que intencionalmente o inevitablemente ocurren. Estos cambios son :

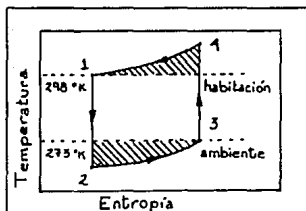
- a) El vapor que sale del evaporador está ligeramente recalentado. Esto hace posible un control automático de la válvula de expansión, asegura que no existan gotitas de líquido en el compresor y aumenta el rendimiento de este último.



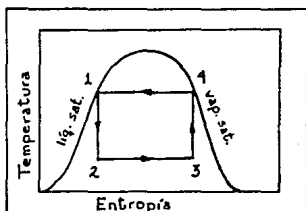
(a)



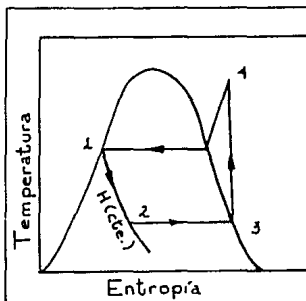
(b)



(c)



(d)



(e)

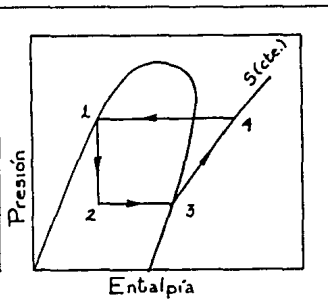


Fig. 2 Desviaciones de la idealidad del ciclo de Carnot inverso.

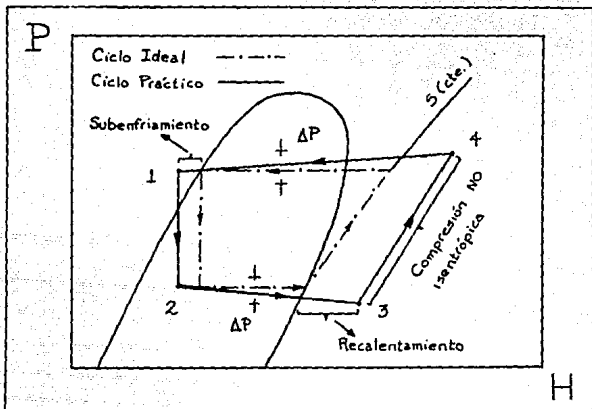


Fig. 3 Ciclo de compresión de vapor real.

- b) El proceso de compresión no es adiabático ni reversible. La mayoría de los compresores utilizados en ciclos por compresión de vapor funcionan muy por encima de la temperatura ambiente, por lo tanto, existe una transferencia de calor entre el compresor y el entorno. Aunadas a estas pérdidas caloríficas, se presentan también pérdidas por rozamiento causadas por el paso del fluido de trabajo a través de la tubería, aspiración y descarga del compresor.
- c) El líquido que sale del condensador está ligeramente subenfriado, es decir, por debajo de la temperatura de saturación correspondiente a su presión. Esto mejora el coeficiente de rendimiento y reduce la posibilidad de formación de vapor en la tubería que lleva a la válvula de expansión.
- d) Debido a la fricción, existirá una ligera caída de presión entre la descarga del compresor y la entrada a la válvula de expansión y entre la salida de la válvula y la aspiración del compresor.

e) Puede haber una pequeña aportación de calor no deseada procedente del ambiente a todas las partes del circuito que funciona por debajo de la temperatura ambiente.

Estos 5 aspectos han sido esquematizados en la figura 3, en donde se ha exagerado los efectos de las caídas de presión para su mejor visualización.

a) Eficiencia

La eficiencia del aparato, ya sea como bomba de calor o como refrigerador, se calcula mediante las ecuaciones siguientes :

$$(C.O.P.)_{h.c.} = \frac{Q_{cond.}}{W_{neto}}$$

$$(C.O.P.)_{ref.} = \frac{Q_{evap.}}{W_{neto}}$$

en donde :

(C.O.P.)_{h.c.} = Coeficiente de rendimiento de una bomba de calor.

(C.O.P.)_{ref.} = Coeficiente de rendimiento de un refrigerador.

Q_{cond.} = Calor intercambiado en el condensador

Q_{evap.} = Calor intercambiado en el evaporador

W_{neto} = Trabajo neto aportado al sistema

Generalmente, a la eficiencia de una bomba de calor o refrigerador se le conoce comúnmente con el nombre de "coeficiente de rendimiento" ó C.O.P. (del inglés: "coefficient of performance"). Esto se debe a que el término "eficiencia" se utiliza para denominar al cociente de salidas contra entradas de un sistema y, en el caso de la bomba de calor, se tiene una entrada de calor al sistema durante la expansión isotérmica que no se toma en cuenta para la evaluación del rendimiento, mientras que en el caso del refrigerador, no se toma en cuenta la sali

da de calor del sistema que se lleva a cabo durante la compresión isotérmica. No obstante, los conceptos de "eficiencia" y de "C.O.P." son muy similares.

Cabe notar que, la eficiencia de un refrigerador, al igual que la de una bomba de calor, sería siempre mayores a la unidad y que ambas están relacionadas por la ecuación :

$$(C.O.P.)_{b.c.} = (C.O.P.)_{ref.} + 1$$

Esta relación únicamente es válida para la condición teórica de operación, en la cual el compresor funciona isentrópicamente. En realidad, existen factores que ocasionan que la relación anterior no se cumpla para las condiciones reales de operación como : pérdidas por fricción o disipación de calor al ambiente en un compresor real y pérdidas térmicas en el sistema.

DESCRIPCION DEL EQUIPO

El equipo utilizado para esta práctica es una bomba de calor mecánica, marca P.A. Hilton Ltd., instalada en el laboratorio de ingeniería química. Este dispositivo utiliza freón 12 (diclorodifluorometano) como refrigerante y las tuberías que lo conducen son de cobre recubiertas de aislante. Los serpentines de evaporación y condensación son de cobre niquelado mientras que los tanques que los contienen son de acero inoxidable. El aparato cuenta con una válvula de expansión manual de latón niquelado y con un secador de sílice gel.

El diagrama esquemático del equipo se muestra en la figura 4. En él puede apreciarse el ciclo de funcionamiento de la bomba de calor. El refrigerante sobrecalentado es comprimido y bombeado a través de la tubería al serpentín del condensador. Este serpentín va inmerso en agua fría corriente en el tanque de condensación. La presión del refrigerante permanece prácticamente constante mientras pasa a través del serpentín, pero su temperatura disminuye, perdiendo su sobrecalentamiento y todo su calor latente o de cambio de fase (gas/líquido).

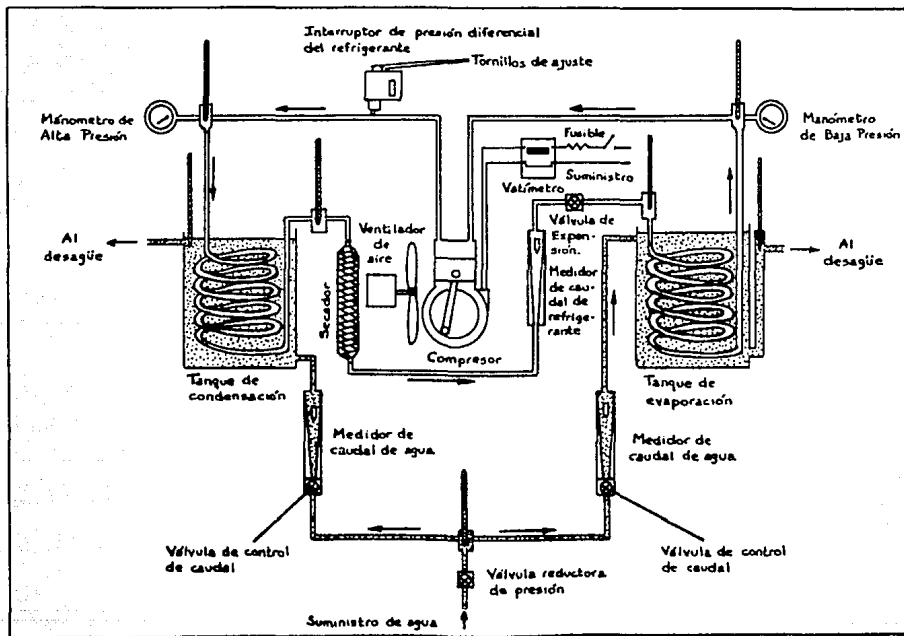


Fig. 4 Diagrama Esquemático de la Bomba de calor mecánica P.A. Hilton Ltd.

Los calores, de sobrecalentamiento y latente, son absorbidos por el agua. El refrigerante llega al medidor de caudal como líquido subenfriado, aún a la presión y temperatura que tenía al salir del condensador. La función del secador de sílice gel es eliminar agua del sistema, en caso de que esta se encuentre presente.

El refrigerante se expande ahora a través de la válvula de expansión variable a mano, donde pasa a una presión inferior comenzando a hervir. La temperatura de ebullición o temperatura de vapor húmedo se mide antes de que el refrigerante pase a través del serpentín evaporador. Este serpentín va inmerso en agua fría corriente en el tanque evaporador. Durante su paso a través del serpentín, el refrigerante absorbe del agua el calor latente de evaporación y además recibe algo más de calor que sobrecalienta al refrigerante. El proceso de ebullición se produce a una presión constante. El vapor refrigerante sobrecalentado sale del evaporador, volviendo al compresor a través de la tubería de succión para empezar nuevamente el ciclo.

El agua utilizada como fuente de calor y sumidero de calor se toma de una red de suministro de agua fría pasando a través de una pequeña válvula reductora de presión para asegurar un caudal constante, reduciendo las variaciones de presión de la red de agua. El equipo emplea válvulas de control manual separadas para ajustar el caudal de agua a los depósitos de condensación y evaporación. Los caudales de agua a través de los depósitos se miden mediante medidores de caudal. El sistema cuenta con un medidor de vatios por hora, el cual mide la potencia eléctrica suministrada al compresor.

TECNICA DE OPERACION

El procedimiento experimental a seguir es :

- 1) Conectar el enchufe del equipo al tomacorriente del laboratorio.
- 2) Checar que las mangueras de agua estén bien colocadas y que su salida conduzca a un desagüe.
- 3) Colocar los termómetros en los alojamientos previstos, de acuerdo con las temperaturas a medir.
- 4) Abrir la llave de entrada de agua al sistema y, por tanteo, regular

la válvula reductora de presión y las dos válvulas de suministro ajustables de los tanques de condensación y evaporación para proporcionar un flujo de agua adecuado y constante.

- 5) Ajustar la válvula de expansión de refrigerante aproximadamente a la mitad de su carrera.
- 6) Anotar la potencia que marca inicialmente el vatímetro antes de poner en marcha el equipo.
- 7) Prender el switch del aparato, localizado en su parte frontal, que da paso a la electricidad y pone en marcha al compresor.
- 8) Esperar unos treinta minutos para tomar datos experimentales. La unidad necesita de este tiempo para llegar a su equilibrio a partir del arranque inicial.

- Recomendaciones

- a) Las válvulas de suministro de agua a los tanques (No la válvula reductora) y la válvula de expansión de refrigerante pueden ajustarse para obtener las condiciones deseadas.
- b) Una vez que el aparato ha estado funcionando durante algún tiempo, un cambio notable en las condiciones, exigirá aproximadamente de 15 a 20 minutos para que el equipo llegue al equilibrio.
- c) Una vez terminados los experimentos, debe desconectarse primero la electricidad y luego el agua. Jamás debe desconectarse primero el agua.

TRABAJO POSTERIOR A LA REALIZACION DE LA PRACTICA

El alumno deberá entregar al profesor lo siguiente :

- a) La hoja con los datos experimentales obtenidos en la práctica.
- b) La gráfica del ciclo de funcionamiento de la bomba de calor trazada en :
 - Un diagrama P-H
 - Un diagrama T-S
- c) Los valores de las siguientes variables, tanto para el ciclo práctico como para el ciclo ideal (Entiéndase por ciclo ideal, el ciclo de compresión de vapor estándar) :

- Efecto refrigerante.
 - Efecto de bomba de calor.
 - Trabajo de compresión.
 - Coeficiente de rendimiento de refrigeración.
 - Coeficiente de rendimiento de bomba de calor.
- d) Coeficientes de funcionamiento reales para los efectos de bomba de calor y refrigerador.
 - e) Rendimiento de refrigeración (real e ideal).
 - f) Rendimiento de bomba de calor (real e ideal).
 - g) Eficiencia del compresor.
 - h) Balance de materia y energía del sistema.
 - i) Calor disipado al ambiente en el ventilador.
 - j) Calor intercambiado con el ambiente. (Recuerde que los tanques de condensación y evaporación del sistema son tanques abiertos).

CUESTIONARIO

- 1) Definiciones de bomba de calor y refrigerador.
- 2) ¿Qué diferencia existe entre una bomba de calor y un refrigerador?
- 3) ¿Cómo se evalúa el trabajo realizado por un compresor?
- 4) Mencione las principales características de un fluido refrigerante.
- 5) Escriba la ecuación del C.O.P. de una bomba de calor en base a entalpías. (Muestre las entalpías en un diagrama P-H)
- 6) Escriba la ecuación del C.O.P. de un refrigerador en base a entalpías. (Muestre las entalpías en un diagrama P-H. Puede utilizar el diagrama de la pregunta anterior.)
- 7) Enuncie la segunda ley de la termodinámica.
- 8) ¿Qué es calor?
- 9) Escriba la ecuación de la eficiencia de un ciclo de Carnot inverso.
- 10) Mencione una aplicación industrial de la bomba de calor.
- 11) Describa el funcionamiento de un ciclo de refrigeración por absorción.
- 12) ¿Cuál es la diferencia entre el ciclo de la pregunta anterior y el ciclo de refrigeración por compresión de vapor?
- 13) ¿Puede el ciclo de refrigeración por absorción ser considerado también como un ciclo de bomba de calor por absorción? ¿Por qué?

BIBLIOGRAFIA

- Air-Conditioning and Refrigeration Institute - Refrigeración y Aire Acondicionado - Editorial Prentice/Hall Internacional - 1981**
- Balzhiser, Samuel y Klassea - Termodinámica Química para Ingenieros - Editorial Prentice/Hall Internacional - 1980**
- Faires, Virgil M. - Thermodynamics - The Macmillan Company - 1980**
- Smith & Van Ness - Introducción a la termodinámica en ingeniería química - Mac. Graw-Hill - 1980**
- Stoecker, W.F. - Refrigeration and Air Conditioning - Mc. Graw-Hill Book Company - 1958**
- Valiente & Stivalet - Problemas de balances de energía - Editorial Alhambra Mexicana S.A. - 1982**

DATOS OBTENIDOS EN : BOMBA DE CALOR MECANICA

Datos para el refrigerante (R-12)

Temperatura de salida del condensador	(°C)	
Temperatura de entrada al condensador	(°C)	
Temperatura de salida del evaporador	(°C)	
Temperatura de entrada al evaporador	(°C)	
Presión en el condensador	(KN/m ²)	
Presión en el evaporador	(KN/m ²)	

Datos para el agua

Temperatura de suministro	(°C)	
Temperatura de salida del condensador	(°C)	
Temperatura de salida del evaporador	(°C)	

Flujos

Unidades	lb/hr	Kg/hr
Flujo de refrigerante		
Flujo de agua al condensador		
Flujo de agua al evaporador		

Potencia Suministrada

Unidades	KW	KJ/hr
Potencia Inicial		
Potencia Final		

GRUPO _____ FECHA _____ PROFESOR _____

OBSERVACIONES _____

C A P I T U L O V

V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Las prácticas propuestas en el capítulo anterior fueron diseñadas a partir de la experiencia personal con los grupos a los que están dirigidas. Trabajé con un grupo de tercer semestre de ingeniería química de aproximadamente treinta alumnos y con un par de grupos de quince alumnos de séptimo semestre. En ambos casos, desarrollé los fundamentos teóricos en base a el desempeño de los grupos en la utilización del aparato y a los cálculos que desarrollaron posteriormente a la realización de la práctica. Considero que el material didáctico incluido en esta sección de las prácticas es el adecuado para ofrecer al alumno un soporte técnico suficiente para el manejo de la bomba de calor y la comprensión de sus bases de funcionamiento.

Me parece que el objetivo del presente trabajo, mencionado en el título de este mismo, ha sido cumplido satisfactoriamente. Solamente me resta incluir unas últimas recomendaciones, a manera de resumen sobre la utilización de la bomba de calor mecánica. Dichas recomendaciones están dirigidas, de manera especial, al profesor que dirige la práctica.

- El coeficiente de funcionamiento ideal, tanto de la bomba de calor como del refrigerador, aumenta a medida que se incrementa el grado de sobrecalentamiento del refrigerante durante la evaporación. Esto puede lograrse en el equipo manteniendo constantes las presiones en el condensador y en el evaporador, mediante pequeños ajustes al caudal de agua al condensador y a la válvula de expansión respectivamente, e ir aumentando progresivamente el caudal de agua al evaporador en incrementos razonables hasta un máximo de flujo de 120 Kg/hr (264.55 lb/hr). El flujo de refrigerante deberá permanecer constante. La temperatura de sobrecalentamiento del evaporador responderá lentamente a un cambio en las condiciones de operación.
- Si se desea aumentar el grado de subenfriamiento del refrigerante para aumentar el efecto refrigerante del equipo, el procedimiento a seguir es : mantener constante un caudal máximo de agua al evaporador y el suministro de potencia eléctrica al compresor mientras se

reduce el caudal de agua al condensador en pequeños incrementos. La potencia eléctrica suministrada se controla anotando el tiempo que el disco de calibración del vatímetro tarda en dar una revolución. Si el tiempo transcurrido aumenta, debe abrirse "ligeramente" la válvula de expansión y viceversa.

- Una de las aplicaciones prácticas de la bomba de calor es su utilización como aparato de calefacción. Para lograr que el equipo proporcione este efecto se debe proceder de la siguiente manera : abrir al máximo las válvulas de expansión del refrigerante y de caudal de agua al evaporador. El caudal de agua al condensador puede ajustarse libremente, su valor óptimo dependerá de la temperatura ambiente y de la temperatura de suministro del agua.

- Se recomienda llamar a un técnico en refrigeración para la carga de refrigerante al sistema. La falta de refrigerante puede notarse fácilmente por la presencia de burbujas en el fluido a su paso por el medidor de flujo.

C A P I T U L O VI

VI. BIBLIOGRAFIA

6.1. Citas Bibliográficas

1. Wilson, Mitchell
ENERGIA. México, Time Life Internacional de México, S.A. de C.V.
Colección Científica de libros de Time Life. 200 p.
1980 (Segunda edición)
Traducido del inglés.
páginas utilizadas: 35, 57, 58.
2. Dickerson, Gray & Naight
PRINCIPIOS DE QUIMICA. España, Editorial Reverté, S.A. 968 p.
1980 (Primera edición en español)
Traducido del inglés
página utilizada: 709
3. García-Colín S., Leopoldo
DE LA MAQUINA DE VAPOR AL CERO ABSOLUTO (Calor y Entropía).
México, FCE/SEP/CONACYT. Serie "La ciencia desde México", No. 5
1986 (Primera edición) 147 p.
páginas utilizadas: 28, 54.
4. The Chemical Engineer. Revista mensual. Julio, 1989
"Heat pumps and heat transformers". Autor: John Redman
página utilizada: 43.
5. Stoecker, W.F.
REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING. N.Y., Mc. Graw-Hill Book Company
1958 (Primera edición) 397 p.
Original en inglés.
página utilizada: 234
6. Hewett, Gerald A. (P.A. Hilton Ltd.)
BOMBA MECANICA DE CALOR (Refrigerador por compresión de vapor)
INSTRUCCIONES DE FUNCIONAMIENTO Y NOTAS DE RENDIMIENTO. Inglaterra,
P.A. Hilton Ltd. n/p
Traducido del inglés. (Sin año)

6.2. Bibliografía

- 1) Adams, Arthur W.
A TEXTBOOK OF PHYSICAL CHEMISTRY. N.Y., Academic Press Inc. 1079 p.
1973 (Primera edición)
Original en inglés.
- 2) Air-Conditioning and Refrigeration Institute
REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO. México, Editorial Prentice/Hall
Internacional. 873 p.
1981 (Primera edición en español)
Traducido del inglés.
- 3) Alberty & Daniels
PHYSICAL CHEMISTRY. E.U., John Wiley & Sons Inc. 682 p.
1979 (Quinta edición)
Original en inglés.
- 4) Asimov, Isaac
INTRODUCCION A LA CIENCIA. México, Plaza & James, S.A. Editores
1985 (Primera reimpresión en México) 836 p.
Traducido del inglés.
- 5) Balshiser, Samuels & Eliassen
TERMODINAMICA QUIMICA PARA INGENIEROS. España, Editorial Prentice/
Hall Internacional. 733 p.
1980 (Primera edición en español)
Traducido del inglés.
- 6) Barrow, Gordon M.
QUIMICA FISICA. España, Editorial Reverté, S.A. (Vol I y II)
1972 (Segunda edición en español) 893 p.
Traducido del inglés.
- 7) Berry, Rice & Ross
PHYSICAL CHEMISTRY. E.U., John Wiley & Sons. 1264 p.
1980 (Primera edición)
Original en inglés.
- 8) Castellán, Gilbert W.
FISICOQUIMICA. México, Fondo Educativo Interamericano, S.A.
1976 (Primera edición en español) 835 p.
Traducido del inglés.
- 9) Dickerson, Gray & Haight
PRINCIPIOS DE QUIMICA. España, Editorial Reverté, S.A. 968 p.
1980 (Primera edición en español)
Traducido del inglés.
- 10) Fairies, Virgil M.
THERMODYNAMICS. E.U., The Macmillan Company 680 p.
1962 (Cuarta edición)
Original en inglés.

- 11) Foust, Wenzel, Clump, Maus & Andersen
PRINCIPIOS DE OPERACIONES UNITARIAS. México, C.E.C.S.A. 704 p.
1985 (Primera edición en español)
Traducido del inglés.
- 12) García-Colín S., Leopoldo
DE LA MÁQUINA DE VAPOR AL CERO ABSOLUTO (Calor y Entropía)
México, FCE/SEP/CONACYT Serie "La ciencia desde México", No. 5
1986 (Primera edición) 147 p.
Original en español.
- 13) García-Colín S., Leopoldo
INTRODUCCION A LA TERMODINAMICA CLASICA. México, Editorial Trillas
1976 (Segunda edición) 195 p.
Original en español.
- 14) Hewett, Gerald A. (P.A. Hilton Ltd.)
BOMBA MECANICA DE CALOR. (Refrigerador por compresión de vapor)
INSTRUCCIONES DE FUNCIONAMIENTO Y NOTAS DE RENDIMIENTO. Inglaterra,
P.A. Hilton Ltd. s/p
Sin año.
Traducido del inglés.
- 15) Himmelblau, David M.
PRINCIPIOS Y CALCULOS BASICOS DE LA INGENIERIA QUIMICA. México,
C.E.C.S.A. 583 p.
1977 (Primera edición en español)
Traducido del inglés.
- 16) Holman, J.P.
EXPERIMENTAL METHODS FOR ENGINEERS. Tokio, Mc. Graw-Hill Book
Company/ Kogakusha Company Ltd. (Internacional Student Edition)
1966 (Primera edición) 412 p.
Original en inglés.
- 17) Hougen, Watson & Ragatz
PRINCIPIOS DE LOS PROCESOS QUIMICOS. (Vol. II : Termodinámica)
España, Editorial Reverté, S.A. 569 p.
1980 (Primera edición en español)
Traducido del inglés.
- 18) Jeans, James
HISTORIA DE LA FISICA. México, FCE Serie "Breviarios" Vol. 84
1960 (Segunda edición en español) 417 p.
Traducido del inglés.
- 19) Kemp, Marwin K.
PHYSICAL CHEMISTRY (A Step-by-step approach) N.Y., Marcel Dekker
Inc. 1034 p.
1979 (Primera edición)
Original en inglés.

- 20) Kern, Donald Q.
PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. México, C.E.C.S.A. 980 p.
1965 (Primera edición en español)
Traducido del inglés.
- 21) Labowitz & Arents
PHYSICAL CHEMISTRY. PROBLEMS AND SOLUTIONS. N.Y., Academic Press
Inc. 524 p.
1969 (Primera edición)
Original en inglés.
- 22) Maron & Prutton
FUNDAMENTOS DE FISICOQUIMICA. México, Editorial Limusa 899 p.
1968 (Primera edición en español)
Traducido del inglés.
- 23) P.A. Hilton Ltd.
UNIDAD DE REFRIGERACION DE LABORATORIO. Inglaterra, P.A. Hilton
Ltd. 77 p.
Sin año.
Traducido del inglés.
- 24) Schmidt & List
MATERIAL AND ENERGY BALANCES. E.U., Prentice/Hall International
1962 (Primera edición) 423 p.
Original en inglés.
- 25) Smith & Van Ness
INTRODUCCION A LA TERMODINAMICA EN INGENIERIA QUIMICA. México,
Mc. Graw-Hill 668 p.
1980 (Primera edición en español)
Traducido del inglés.
- 26) Stoecker, W.F.
REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING. N.Y., Mc. Graw-Hill Book
Company. 397 p.
1958 (Primera edición)
Original en inglés.
- 27) Valiente y Stivalet
PROBLEMAS DE BALANCES DE ENERGIA. México, Editorial Alhambra
Mexicana S.A. 386 p.
1982 (Primera edición)
Original en español.
- 28) Wilson, Mitchell
ENERGIA. México, Time Life International de México, S.A. de C.V.
Colección Científica de libros de Time Life 200 p.
1980 (Segunda edición)
Traducido del inglés.